

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

Методичні вказівки
до виконання домашньої контрольної роботи

з кредитного модуля:
«Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 2.
Розрахунок і конструювання перемішуючих пристроїв»

дисципліни
«Розрахунок та конструювання спеціального обладнання»

для студентів напряму підготовки
6.050503 «Машинобудування» спеціальності 8.05050314
«Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв»

Методичні вказівки до виконання домашньої контрольної роботи з кредитного модуля: «Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 2. Розрахунок і конструювання перемішуючих пристроїв» дисципліни «Розрахунок та конструювання спеціального обладнання» для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» спеціальності, 8.05050314 «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / Укладачі: В.В. Мотроненко, С.І. Костик – К.: НТУУ «КПІ», 2015 – 62 с.

Гриф «Рекомендовано вченою радою факультету біотехнології і біотехніки НТУУ «КПІ»

(Протокол № 9 від «25» травня 2015 р.)

Електронне навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання домашньої контрольної роботи

з кредитного модуля:

«Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 2.
Розрахунок і конструювання перемішуючих пристроїв»
дисципліни
«Розрахунок та конструювання спеціального обладнання»

для студентів напряму підготовки
6.050503 «Машинобудування»
спеціальності 8.05050314
«Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв»

Укладачі: *Мотроненко Валентина Василівна*, асист.,

Костик Сергій Ігорович, к.т.н., асист.

Відповідальний
редактор *Мельник Вікторія Миколаївна*, д.т.н, проф.

Рецензент

Зміст

Вступ	4
1. Короткі теоретичні відомості	5
1.1. Розрахунок валу на вібростійкість	6
1.2. Розрахунок валу на жорсткість	14
1.3. Розрахунок валу на міцність	27
2. Методика розрахунку валу на вібростійкість, жорсткість і гнучкість ..	38
2.1. Методика розрахунку валу на вібростійкість	38
2.1.1. Розрахунок одопрольотного валу на вібростійкість	38
2.1.2. Розрахунок консольного валу на вібростійкість	40
2.2. Методика розрахунку валу на жорсткість	42
2.2.1. Розрахунок однопрольотного валу на жорсткість	43
2.2.2. Розрахунок консольного валу на жорсткість	45
2.3. Методика розрахунку жорсткого валу на міцність	52
2.3.1. Розрахунок жорсткого однопрольотного валу на міцність	53
2.3.2. Розрахунок жорсткого консольного валу на міцність	54
3. Завдання на домашню контрольну роботу	56
4. Склад, обсяг і структура домашньої контрольної роботи	59
5. Перелік необхідної літератури для виконання домашньої контрольної роботи	60

Вступ

Домашня контрольна робота з кредитного модулю «Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 2. Розрахунок і конструювання перемішуючих пристроїв» представляє собою розрахункову роботу, яка виконується студентом, щоб підтвердити його уміння самостійно вирішувати задачі інженерного рівня.

ДКР виконується студентом за індивідуальним завданням. Метою виконання ДКР є:

- закріплення і систематизацію отриманих студентами теоретичних і практичних навичок;
- поглиблення знань студентів відповідно до теми ДКР;
- поглиблення знань основних принципів і методів розрахунку валів перемішуючих пристроїв на вібростійкість, жорсткість і міцність;
- закріплення вміння роботи з технічною та спеціальною літературою, оформлення звітної технічної документації відповідно до вимог стандартів;
- розвиток навичок прийняття технічних рішень, їх інженерного обґрунтування і доказового захисту.

Задачами, що ставляться під час виконання ДКР, є:

- розвиток інженерного мислення і набуття досвіду перевірки на міцність валів перемішуючих пристроїв;
- удосконалення навичок складання та оформлення технічної документації;
- застосування передових інформаційних технологій (використання сучасного програмного забезпечення для виконання текстових документів та розрахунків).

1. Короткі теоретичні відомості

При розрахунку валів прийнятий ряд припущень, а саме:

- роз'ємний вал, з'єднаний жорсткою муфтою, прийнятий еквівалентом цілому;
- силові дії на вал ущільнюючих пристроїв і піддатливість опор не враховується;
- точки прикладення мас та інерційних сил від мішалок і інших деталей, встановлених на валу, прийняті розташованими на середині маточин цих деталей; при наявності в деталі декількох маточин її масу необхідно ділити на число маточин;
- ділянки валу, розташовані вище верхньої опори, в розрахунку не враховуються, при цьому верхній консольний виліт не повинен перевищувати 10% довжини прольоту однопрольотного валу або 30% довжини консолі консольного валу, а маса встановленої на ньому деталі не повинна перевищувати найбільшу з мас, встановлених відповідно в прольоті або на консолі;
- при жорсткому з'єднанні валу мішалки з тихохідним валом стандартного планетарного редуктора виконання підшипника редуктора, що використовується в якості опори вала мішалки, приймається жорстким;
- шпоночні пази шириною до $0,1d$, де d – діаметр вала, і місцеві кільцеві канавки діаметром більше $0,9d$ при розрахунках на вібростійкість не враховуються;
- на жорстких валах постійного перерізу допускаються ділянки, що відрізняються від діаметра не більш ніж 5%, при цьому розрахунок ведеться по діаметру найбільшої протяжності.

При проектуванні гнучкого валу обов'язкові наступні обмеження:

- застосовуються тільки гнучкі вали постійного перерізу;
- не допускається використання гнучких валів в середовищах газ-рідина;

- в межах розрахункової довжини валу не повинно бути роз'ємних муфтових з'єднань.

1.1. Розрахунок валу на вібростійкість

Розрахунок валу на вібростійкість проводиться методом послідовних наближень. Задача зводиться до розрахунку наближеного значення діаметру вібростійкого валу, кутових швидкостей його власних поперечних коливань в повітрі і перевірки отриманого результату на умову вібростійкості, приведену в таблиці 1.

Таблиця 1.

Умови вібростійкості валів

Середовище, що переміщується	Умови вібростійкості для валів		
	жорсткі		гнучкі
	з мішалками всіх типів за ГОСТ 20680-75 крім лопатевих	з лопатевими мішалками	з швидкохідними мішалками
Газ	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,7$	$\xi \leq \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,7$	не рекомендується
Рідина–рідина Рідина–тверде тіло	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,7$	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,7$ $\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \neq 0,45...0,55$	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} = 1,3...1,6$
Рідина–газ	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,6$	$\xi = \frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,4$	не рекомендується

Першу критичну швидкість гладких валів визначають за формулами:

- для консольного вала:

$$\omega_{кр1} = \frac{\alpha_1^2}{L_1^2} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_l}}; \quad (1)$$

- для однопрольотного вала:

$$\omega_{kp1} = \frac{\alpha_1^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_l}}; \quad (2)$$

де α_1 – перший корінь частотного рівняння:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} - \alpha y = f_1(z) + f_2(z); \quad (3)$$

L_1 – довжина консолі; $J = \frac{\pi d^4}{64}$ – момент інерції поперечного перерізу валу (при проектному розрахунку містить невідомий діаметр валу); m_l – маса одиниці довжини валу; E – модуль пружності матеріалу вала; L – довжина прольоту (рисунок 1).

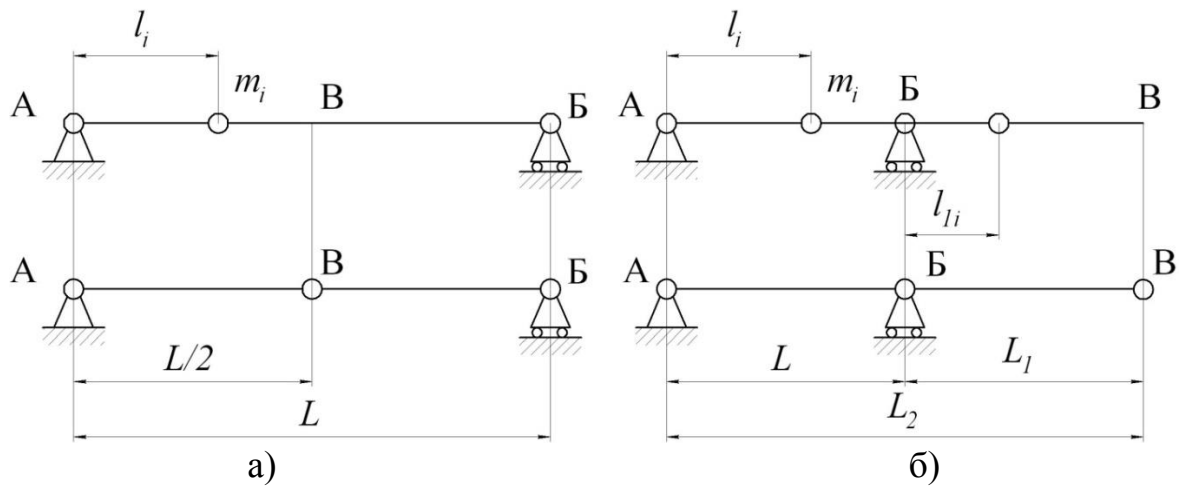


Рисунок 1. Принципові схеми приведення валів МПУ:

а– однопрольотного; б– консольного.

Для практичних розрахунків валів, значення α_1 вибираємо з графіків:

- для консольних гладких валів (рисунок 2) в залежності від відносної довжини прольоту \bar{L} і відносної приведенної маси деталей \bar{m}_{np} ;
- для однопрольотного вала (рисунок 3) від приведенної маси деталей \bar{m}_{np} .

Відносною довжиною прольоту консольного валу \bar{L} називається відношення L/L_2 , а **відносною довжиною консолі** \bar{L}_1 – відношення L_1/L_2 . Тут L_1 , L_2 , L – довжина відповідно консолі, консольного валу і прольоту (рисунок 1).

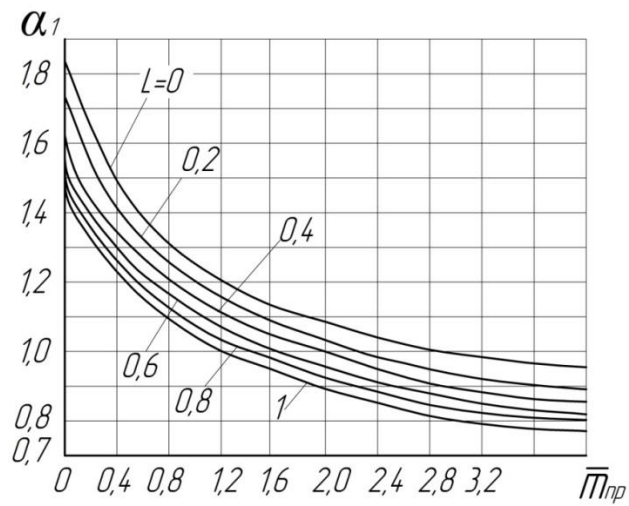


Рисунок 2. Корінь частотного рівняння для консольного валу

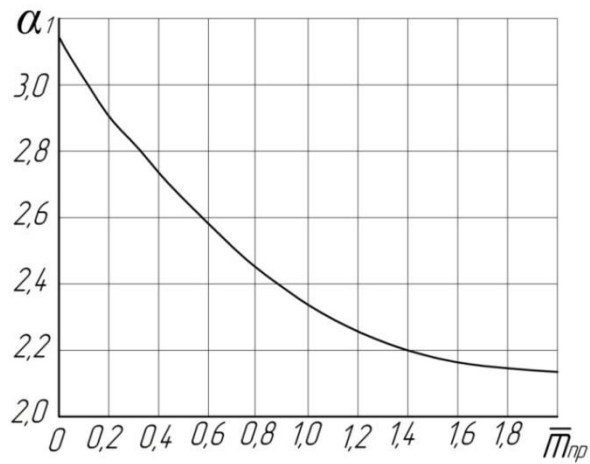


Рисунок 3. Корінь частотного рівняння для однопрольотного валу

Відносна приведена маса деталі:

– для консольних валів:

$$\bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_l L_1}; \quad (4)$$

– для однопрольотних валів:

$$\bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_l L}; \quad (5)$$

де m_{np} – сумарна приведена маса деталей на валу; m_L – лінійна маса валу,

$m_L = \frac{\pi d^2}{\rho}$, (d – діаметр валу, ρ – щільність матеріалу валу).

Сумарна приведена маса деталей, закріплених наступним чином:

- на консольному валу:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{n_o} m_{inp} + \sum_{j=1}^{n_{io}} m_{1jnp} ; \quad (6)$$

- на однопрольотному валу:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{n_o} m_{inp} , \quad (7)$$

де n_o – число деталей у прольоті; m_{inp} – приведена маса кожної i -ої деталі у прольоті; n_{io} – число деталей на консолі; m_{1jnp} – приведена маса кожної j -ї деталі на консолі.

Приведена маса:

- кожної j -ої деталі на консолі:

$$m_{1jnp} = m_{1j} \cdot y_{e1j}^{-2} ; \quad (8)$$

- кожної i -ої деталі в прольоті:

$$m_{inp} = m_i \cdot y_{ei}^{-2} ; \quad (9)$$

Безрозмірні динамічні прогини \bar{y}_{ei} для однопрольотного валу визначають за графіком (рисунок 4) як функція відносних координат l_i центрів мас деталей, розташованих на валу.

Безрозмірні динамічні прогини y_{ei} в точках кріплення деталей, наприклад з'єднувальних муфт у прольотах консольних валів:

$$y_{ei} = K_i \cdot \bar{L} , \quad (10)$$

де K_i – коефіцієнт, що визначається за графіком (рисунок 5) як функція \bar{L}, \bar{l}_i .

Безрозмірні динамічні прогини \bar{y}_{e1j} в точках кріплення деталей (мішалок) на консолях консольних валів визначають за графіками (рисунок 6) як функцію \bar{L} і відносних координат \bar{l}_{1j} центрів мас деталей, розташованих на консолі.

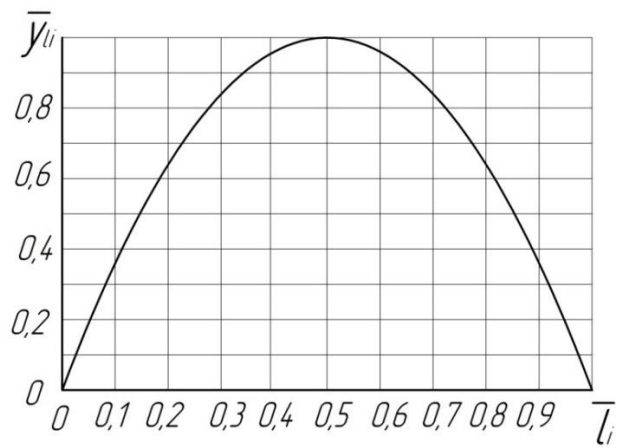


Рисунок 4. Графік для визначення безрозмірних прогинів $\bar{y}_{ei} = f(l_i)$
однопрольотного валу

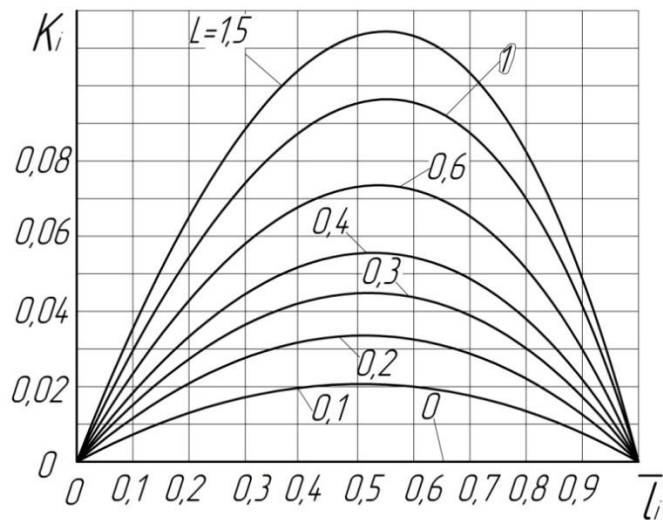


Рисунок 5. Графіки для визначення коефіцієнта $K_i = f(\bar{l}_i, \bar{L})$

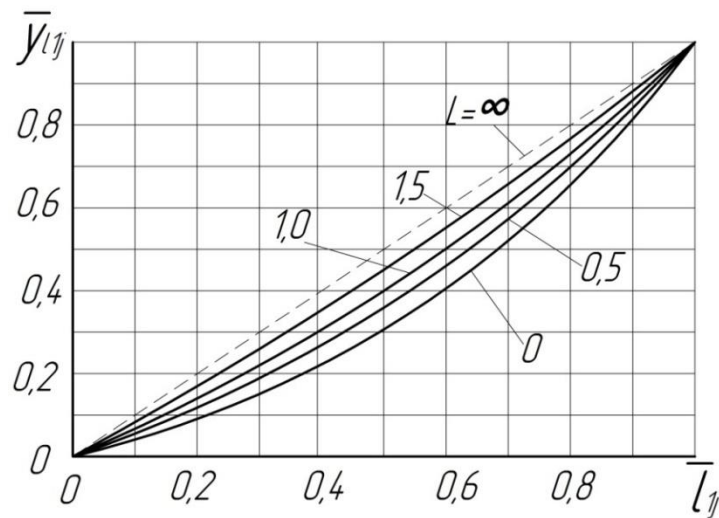


Рисунок 6. Графіки для визначення безрозмірних прогинів $\bar{y}_{lj} = f(l_{lj}, \bar{L})$ на
консолі консольного валу

Відносні координати \bar{L} і \bar{l}_{1j} :

- для однопрольотних валів і прольотів консольних валів:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L}; \quad (11)$$

- для консолей консольних валів:

$$\bar{l}_{1j} = \frac{l_{1j}}{L}; \quad (12)$$

Для визначення моменту інерції поперечного перерізу валу, що входить в (1), (2), необхідно попередньо наближено розрахувати діаметр вібростійкого валу. Використовуючи метод приведення, запишемо для обраних схем (рисунок 1) значення загальної приведеної маси M_{np} вагомого валу з закріпленими на ньому деталями:

- для одно прольотного валу:

$$M_{np} = m_{np} + qm_L L_1; \quad (13)$$

- для консольного валу:

$$M_{np} = m_{np} + qm_L L_2. \quad (14)$$

де m_{np} – сумарна приведена маса деталей (мішалок), закріплених на валу; q – коефіцієнт приведення маси m_L ; L_1, L_2 – довжина відповідно однопрольотного і консольного валу.

З розрахунку випливає, що реальний вал (вагомий вал з закріпленими на ньому деталями) можна замінити еквівалентним йому невагомим валом із зосередженою масою.

Виведення формули для визначення наближеного діаметра валу з умови рівності критичних швидкостей реального і невагомому валів покажемо на прикладі однопрольотного валу (рисунок 7):

$$\omega_{kp1a} = \omega_{kp1b}, \quad (15)$$

де ω_{kp1a} – критична кутова швидкість реального валу; ω_{kp1b} – критична кутова швидкість невагомому валу.

Кутова швидкість власних коливань валу:

$$\omega_c^2 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{11}}} \quad (16)$$

Відповідно до формулами (15), (16) і таблиці 2:

$$\omega_{kp1} = \sqrt{\frac{1}{M_{np}\delta_{1L}}} = \sqrt{\frac{3EJL}{l_1^2(L-l_1)^2 \cdot (m_{np} + qm_L L)}} \quad (17)$$

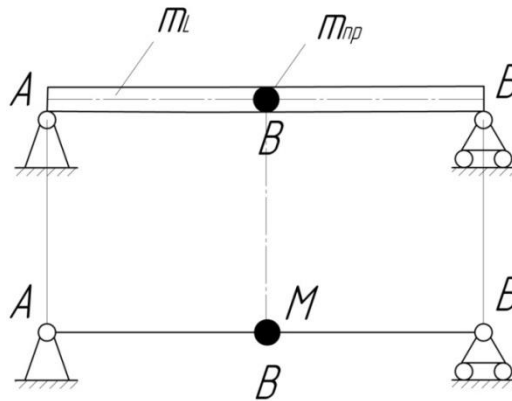


Рисунок 7. До розрахунку наближеного значення діаметра вібростійкою валу:

а – схема вала з розподіленою m_L і зосередженої наведеної m_{np} масами;

б – схема невагомому валу з наведеної масою

Таблиця 2.

Коефіцієнт впливу δ_{11} для валів з однією зосередженою масою

Розрахункові схеми	Розрахункові залежності
	$\delta_{11} = \frac{l_1^3(L-l_1)^2}{3EJ_1L^2} + \frac{l_1^2(L-l_1)^3}{3EJ_2L^2}$ <p>при $J_1 = J_2 = J = \frac{\pi d^2}{64}$ $\delta_{11} = \frac{l_1^2(L-l_1)^2}{3EJL}$</p>
	$\delta_{11} = \frac{LL_1^2}{3EJ_1} + \frac{L_1^3}{3EJ_2}$ <p>при $J_1 = J_2 = J = \frac{\pi d^2}{64}$ $\delta_{11} = \frac{L_2L_1^2}{3EJ}$</p>

Оскільки за точку приведення B обрана середина валу ($l_1 = L/2$), то

$$\omega_{крб} = \sqrt{\frac{16 \cdot 3EJL}{L^4 \cdot (m_{np} + qm_L L)}} = \sqrt{\frac{48EJ}{L^3 \cdot (m_{np} + qm_L L)}}. \quad (18)$$

Враховуючи (2), (18), представимо рівність (17) як:

$$\frac{\alpha_{1a}^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} = \sqrt{\frac{48}{m_L L^4 \cdot \left(q + \frac{m_{np}}{m_L}\right)}}, \quad (19)$$

звідки:

$$\alpha_{1a}^2 = \sqrt{\frac{48m_L L}{qm_L L + m_{np}}} = \sqrt{\frac{48}{m_L L^4 \cdot \left(q + \frac{m_{np}}{m_L}\right)}}, \quad (20)$$

де α_{1a} – корінь частотного рівняння для реального валу.

Використовуючи (2), (20), визначаємо наближене значення першої критичної швидкості реального валу:

$$\omega_{кр1a} = \sqrt{\frac{48}{\frac{m_{np}}{m_L} + q}} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L L^4}} = \sqrt{\frac{48EJ}{m_L L^4 \left(\frac{m_{np}}{m_L} + q\right)}}. \quad (21)$$

Аналогічно можна отримати формулу для обчислень наближених значень критичних кутових швидкостей консольних валів.

Прирівнюючи (21) до критичної швидкості з умови вібростійкості (див. таблицю 1), отримуємо залежність для розрахунку наближеного значення діаметра гладкого консольного або однопрольотного валу:

$$\sqrt{\frac{\eta EJ}{m_L L_y^2 \left(\frac{m_{np}}{m_L L_y} + q\right)}} = \frac{\omega}{\xi}, \quad (22)$$

де η – безрозмірний коефіцієнт, що враховує умови закріплення валу; L_y – умовна довжина валу; ω – робоча швидкість реального валу, задана умовами перемішування; ξ – коефіцієнт, що враховує умови вібростійкості валів (див. таблицю 1).

Для консольних валів $L_y = L_1$, $\eta = 3\bar{L}$, $q = \frac{3}{(4 - 2,2\bar{L})^4 \cdot \bar{L}}$; без шкоди для точності розрахунків можна приймати $q = 0,25d$.

Для однопрольотних валів $L_y = L$, $\eta = 48$, $q = 0,5$.

Після перетворень (22) отримаємо формулу для розрахунку наближеного значення діаметра вібростійкого ротора:

$$d_p = \sqrt{qfL_y^2 + \sqrt{(qfL_y^2)^2 + \frac{8m_{np}Lf}{\pi\rho}}}, \quad (23)$$

де $f = \frac{8\rho\omega^2 L_y^2}{\xi^2 \eta E}$ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вібростійкість валу.

Для інженерних розрахунків використовують формулу у вигляді:

$$d_p = \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}, \quad (24)$$

де $A_1 = qfL^2$, $A_2 = \frac{8m_{np}Lf}{\pi\rho}$ – для однопрольотного валу; $A_1 = qfL_1^2$, $A_2 = \frac{8m_{np}L_1f}{\pi\rho}$ –

для консольного валу.

Знаючи наближене значення діаметра валу d_p , за формулами (1), (2), визначаємо першу критичну швидкість реального валу, яка повинна задовольняти умові вібростійкої (див. таблицю 1). Якщо ця умова не виконується, діаметр вала необхідно збільшити на 1 мм і знайти нове значення ω_{kp1} .

1.2. Розрахунок валу на жорсткість

При розрахунку валів на жорсткість в першу чергу визначають сумарні динамічні зміщення в небезпечних по жорсткості перерізах валу з закріпленими на ньому деталями чи для цих перерізів мінімально допустимі зазори між нерухомими деталями і тими, що обертаються. Динамічні

зміщення виникають по причині радіальних переміщень Δ_z перерізу, по причині зазорів Δ_A і Δ_B в підшипниках, початкового вигину ε_B вісі валу, який є наслідком похибок технології виготовлення, а також ексцентриситетів e_i осадки зосереджених мас m_i в прольоті валу і e_{ij} зосереджених мас m_{ij} на консолі (рисунок 8, 9). Значення радіальних зазорів в опорах приведено в таблицях 3 і 4, початкового вигину – в таблиці 5.

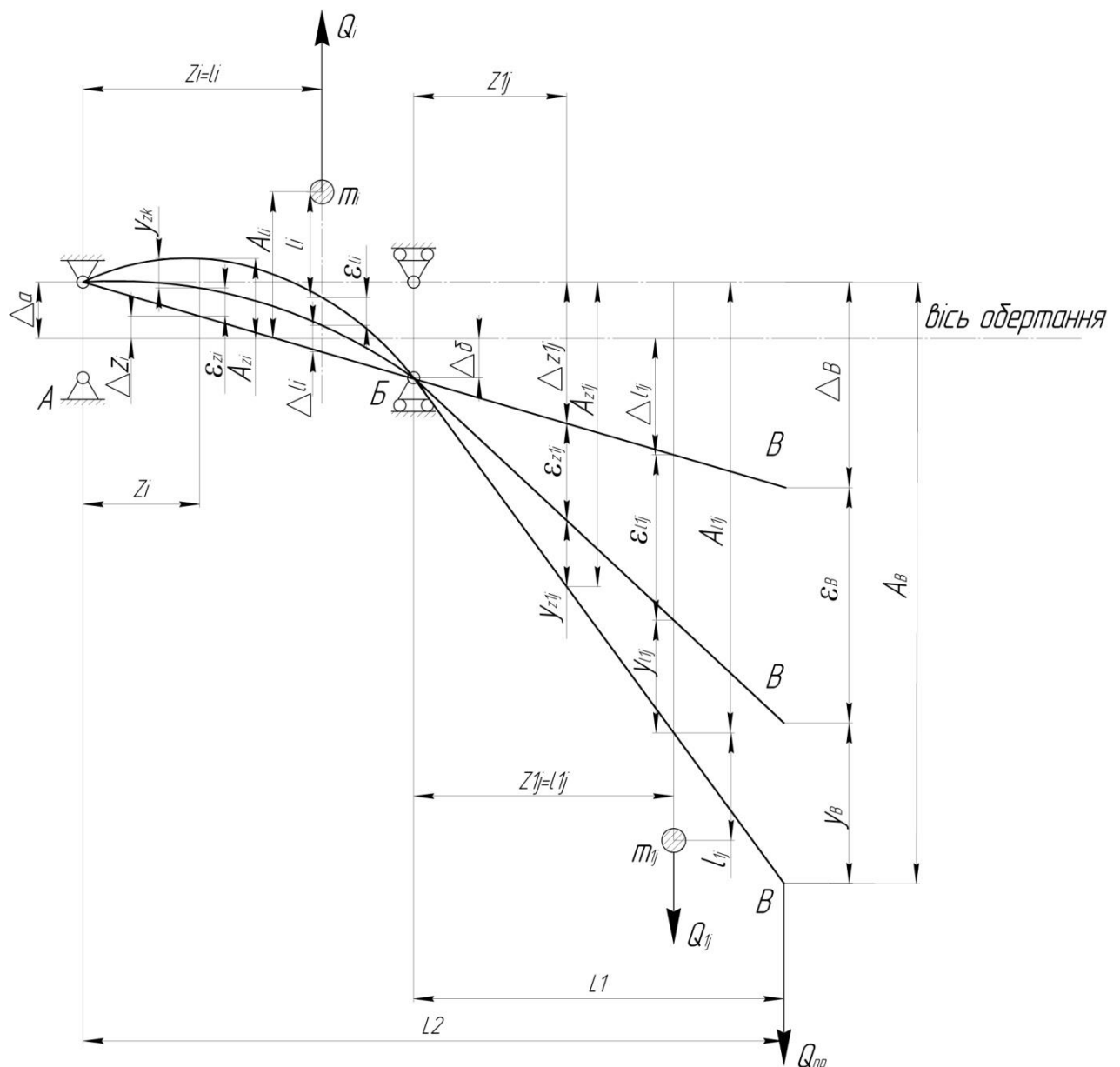


Рисунок 8. Схема динамічних зміщень консольного валу

Таблиця 3.

Радіальні зазори в підшипниках ковзання при посадці $\frac{H7}{e8}$

Номінальні діаметри валу d_A і d_B , мм	Зазори граничні, мкм	
	Δ_A	Δ_B
30-50	114	50
50-80	136	60
80-120	161	72
120-180	188	85
180-250	218	100
250-315	243	110
315-400	271	125

Таблиця 4.

Радіальні зазори (Δ_A і Δ_B) по основному ряду
в радіальних підшипниках, мкм

Внутрішній діаметр підшипників	Підшипники кочення			Двохрядний сферичний роликовий
	Однорядний шариковий	Однорядний роликовий		
		взаємозамінні	невзаємозамінні	
30-40	12-26	20-55	30-45	25-40
40-50	12-25	20-55	30-43	30-45
50-65	13-33	25-65	35-55	30-50
65-80	14-34	30-70	40-60	40-60
80-100	16-40	35-80	45-65	45-70
100-120	20-46	40-90	50-75	50-80
120-140	23-53	45-100	60-90	60-90
140-160	23-58	50-115	70-105	65-100
160-180	24-65	60-125	75-115	70-110
180-200	29-75	65-135	80-120	80-120
200-225	33-83	75-150	90-135	90-140
225-250	35-90	90-165	100-150	100-150
250-280	40-100	100-180	110-165	110-170
280-315	45-105	110-195	120-180	120-180
315-355	50-115	125-215	135-205	140-210
355-400	55-125	140-235	150-225	150-230
400-450	-	160-260	160-245	170-260
450-500	-	180-290	185-275	190-290

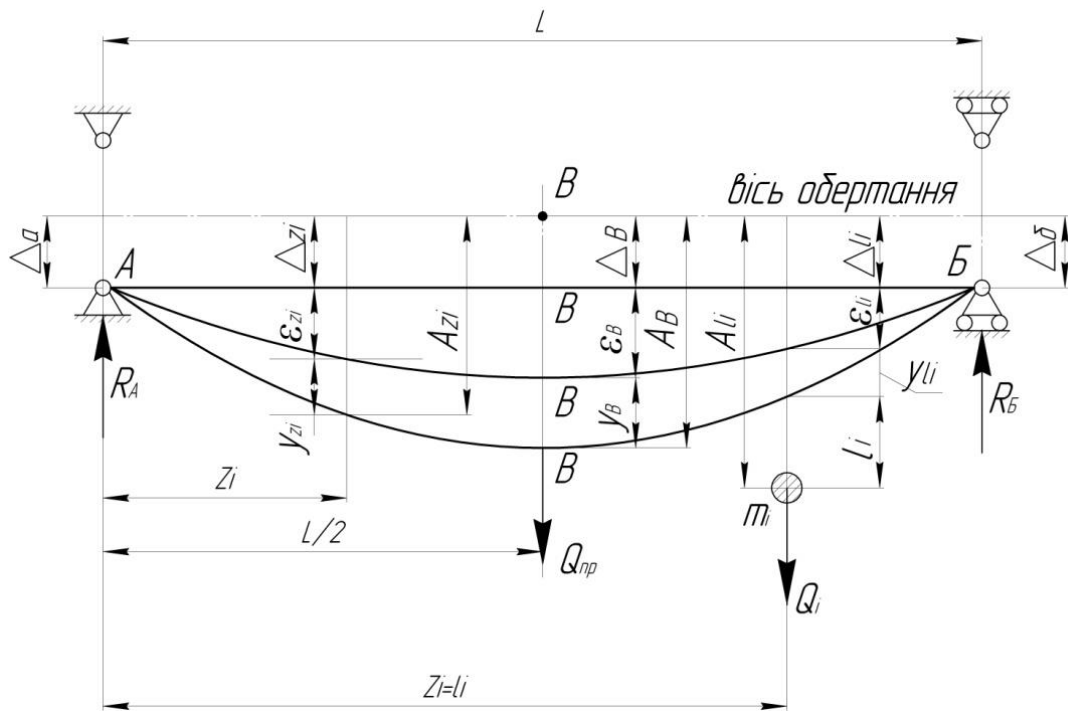


Рисунок 9. Схема динамічних зміщень однопрольотного валу

Таблиця 5.

Початкова вигнутість $\varepsilon(z)$ валу

Відношення довжини валу до його діаметру L/d	Радіальні биття валу в точці приведення ε_B , мм
До 20	0,04
20-50	0,05
Понад 50	0,06
Примітка. Радіальне биття шийок під ступцями переміщуючих пристроїв і неробочих поверхонь валу не повинно перевищувати даних значень, збільшених в 1,5 рази.	

У відповідності з теорією приведення спочатку розраховують динамічні сумарні переміщення A_B в точці приведення В, а потім, використовуючи безрозмірні динамічні прогини в перерізах прольотів \bar{y}_{zi} і консолі \bar{y}_{zli} , вираховують сумарні зміщення в небезпечних перерізах: A_{zi} – в прольоті, A_{zli} – на консолі.

Умова жорсткості:

$$A_{zi} \leq [A_{zi}]; \quad A_{zli} \leq [A_{zli}], \quad (25)$$

де $[A_{zi}], [A_{zi}]$ – допустимі динамічні зміщення небезпечних перерізів валу, значення яких приведенні в таблиці 6.

Таблиця 6.

Допустимі динамічні зміщення валу ($[A_{zi}]$ і $[A_{zi}]$) в місці установки ущільнення, мм

Частота обертання валу перемішуючого пристрою	Ущільнення			
	торцеве	сальникове	манжетне	гідравлічний затвор
До 100	0,25	0,10	0,15	0,25
100-500	0,25	-	0,15	0,25
500-750	0,15	-	0,10	0,25
750-2900	0,10	-	-	-

Сумарні динамічні зміщення перерізу валу в точці приведення:

$$A_B = y_B + \Delta_B + \varepsilon_B, \quad (26)$$

де y_B – динамічний прогин вісі валу в точці приведення, Δ_B – зміщення валу в точці приведення, викликане наявністю зазорів в опорах, ε_B – початковий вигин (радіальне биття) валу в точці приведення, який визначається по таблиці 5.

Динамічний прогин в точці приведення:

$$y_B = \frac{e_{np}}{\left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2 - 1}, \quad (27)$$

де $\omega_{кр}$, ω – відповідно перша критична і робоча кутова швидкість обертання валу; e_{np} – приведений (до точки В, рисунок 8) ексцентриситет валу з деталями.

Приведений ексцентриситет системи (валу, зібраного з деталями): для прольоту АВ двухпрольотного консольного валу і однопрольотного валу:

$$e_{np} = \frac{\sum (m_{inp} \cdot e_{inp})}{m_{np} + m_{вnp}} + \Delta_B \pm \varepsilon_B \quad (28)$$

для консолі БД двухпрольотного консольного валу:

$$e_{np} = \frac{\sum (m_{1jnp} \cdot e_{1jnp})}{m_{np} + m_{вnp}} + \Delta_B \pm \varepsilon_B, \quad (29)$$

де m_{inp}, m_{1jnp} – приведені маси деталей (перемішуючого пристрою, муфти) відповідно в прольоті і на консолі; e_{inp}, e_{1jnp} – приведені ексцентриситети мас деталей відповідно в прольоті і на консолі; $m_{np} = \sum_{i=1}^{n\partial} m_{inp}$ – сума приведених мас деталей в кількості n_{∂} в прольоті однопрольотного валу; сума приведених мас деталей в кількості n_{∂} в прольоті і $n_{1\partial}$ на консолі двопротного консольного валу; $m_{np} = \sum_{i=1}^{n\partial} m_{inp} + \sum_{i=1}^{n1\partial} m_{1jnp}$ – приведена маса валу. Знак «+» в (28), (29) приймається для докритичної ($\omega \leq 0,7\omega_{кр}$), знак «–» для закритичної ($\omega \geq 1,3\omega_{кр}$) області роботи валу.

Приведені маси і ексцентриситети:

– для прольоту двопротного консольного і однопротного валу

$$m_{inp} = m_i \overline{y_{li}^2}; \quad (30)$$

$$m_{вnp} = 0,5m_L; \quad (31)$$

$$e_{inp} = \frac{e_i}{y_{li}}; \quad (32)$$

– для консолі двопротного консольного валу

$$e_{inp} = \frac{e_{1j}}{y_{11j}}; \quad (33)$$

$$m_{вnp} = 0,25m_L L_1; \quad (34)$$

$$m_{1jnp} = m_{1j} \overline{y_{11j}^{-2}}; \quad (35)$$

де m_i, m_{1j} – маса деталей відповідно в прольоті і на консолі; $\overline{y_{li}}$ (рисунок 10), $\overline{y_{11j}}$ (рисунок 11) – безрозмірні динамічні прогини прольоту однопротного валу і консолі двопротного консольного валу в місцях установки деталей з

координатами l_i, l_{1j} (див. рисунок 8, 9); $\bar{y}_{li} = \bar{L}K_{li}$ – безрозмірний динамічний прогин прольоту консольного валу в місці установки деталі (K_{li} – визначається за графіками рисунок 12, \bar{L} – відношення довжини прольоту L до довжини консолі L_1 двопрольотного консольного валу); e_i, e_{1j} – ексцентриситет маси деталі відповідно в прольоті і на консолі; $m_L = \frac{\pi d^2 \rho}{4}$ – маса 1 м довжини валу діаметром d , що має щільність ρ ; L, L_1 – довжина відповідно прольоту і консолі. Для будь-яких валів ексцентриситет маси деталей, м:

$$e_i = e_{1j} = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}}. \quad (36)$$

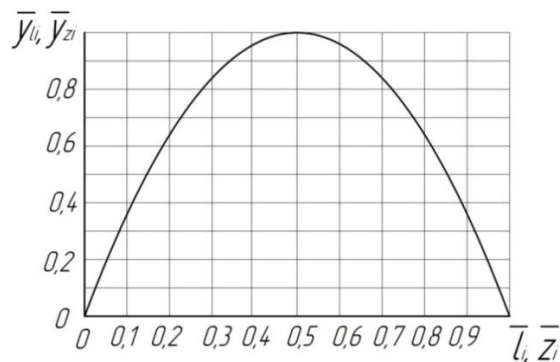


Рисунок 10. Залежність для визначення безрозмірних прогинів

$$\bar{y}_{li} = f\left(\bar{l}_i = \frac{l_i}{L}\right), \bar{y}_{zi} = f\left(\bar{z}_i = \frac{z_i}{L}\right) \text{ для однопрольотного вала}$$

Перша критична кутова швидкість вала:

– для однопрольотного вала

$$\omega_{kp1} = \left(\frac{\alpha_1}{L}\right) \sqrt{\frac{EJ}{m_L}}; \quad (37)$$

– для двопрольотного консольного вала

$$\omega_{kp1} = \left(\frac{\alpha_1}{L_1}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_L}}, \quad (38)$$

де α_1 – перший корінь частотного рівняння; L, L_1 довжина відповідно прольоту і консолі; E – модуль пружності матеріалу вала; J – осьовий момент інерції поперечного перерізу вала; m_L – маса 1 м довжини вала.

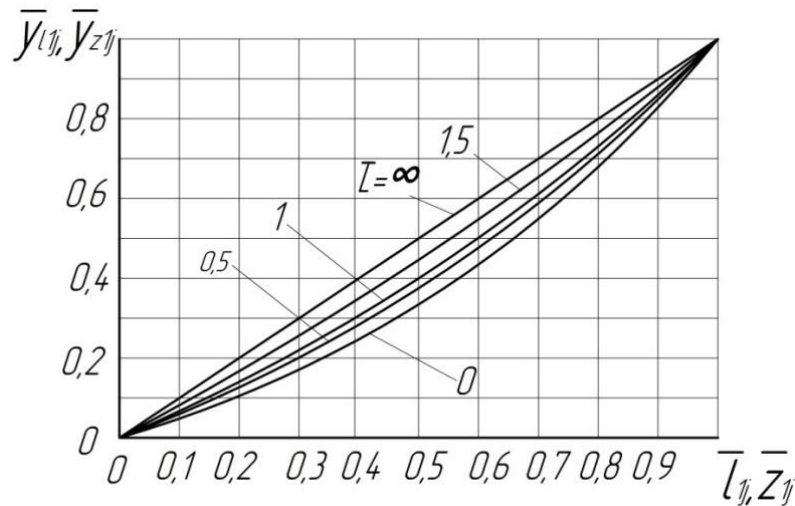


Рисунок 11. Залежності для визначення безрозмірних прогинів

$$\bar{y}_{lj} = f\left(\bar{l}_{lj} = \frac{l_{lj}}{L}, \bar{L} = \frac{L}{L_1}\right), \bar{y}_{zlj} = f\left(\bar{z}_{lj} = \frac{z_{lj}}{L}, \bar{L} = \frac{L}{L_1}\right) \text{ на консолі консольного}$$

вала

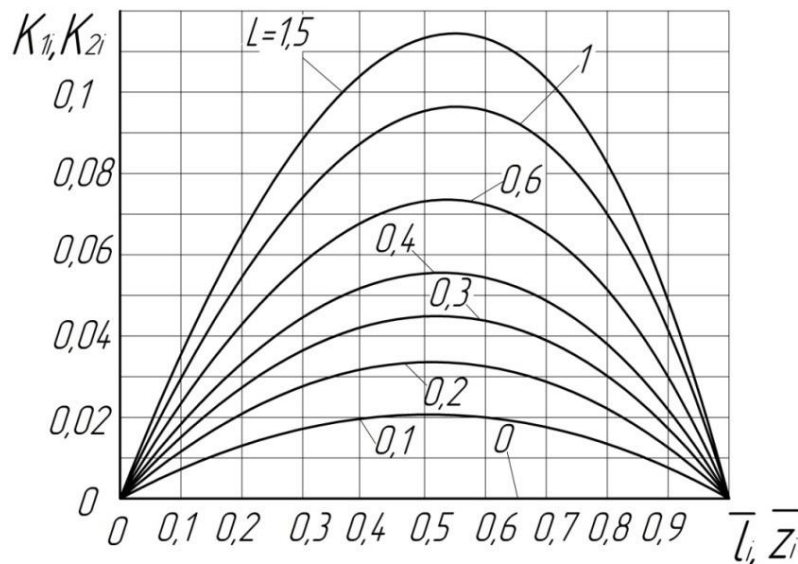


Рисунок 12. Залежності для визначення коефіцієнтів $K_{li} = f\left(\bar{l}_{lj} = \frac{l_{lj}}{L}, \bar{L} = \frac{L}{L_1}\right)$,

$$K_{zi} = f\left(\bar{z}_{lj} = \frac{z_{lj}}{L}, \bar{L} = \frac{L}{L_1}\right) \text{ для прольоту консольного вала}$$

Корінь частотного рівняння $\alpha_1 = f\left(\bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_L L}\right)$ для однопрольотного валу визначається за графіком рисунок 13, для двопрольотного консольного валу $\alpha_1 = f\left(\bar{L} = \frac{L}{L_1}; \bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_L L}\right)$ - по графікам рисунок 14.

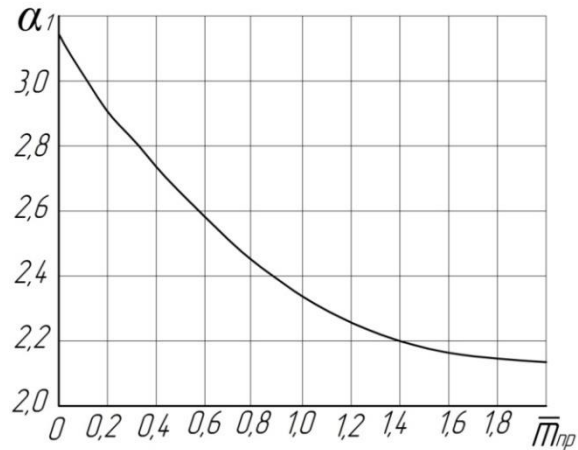


Рисунок 13. Корені частотного рівняння $\alpha_1 = f(\bar{m}_{np})$

для однопрольотного вала

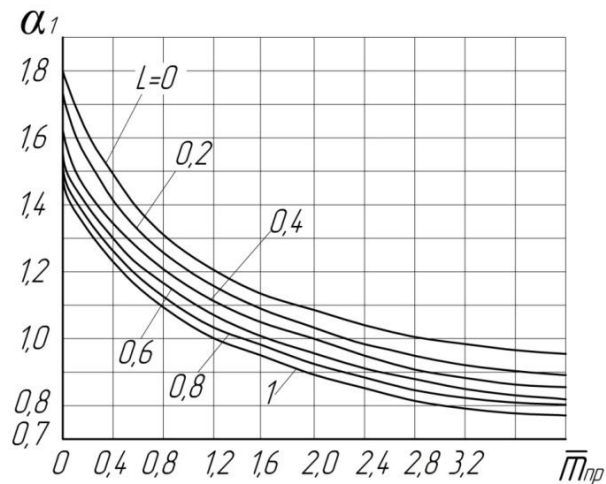


Рисунок 14. Корені частотного рівняння $\alpha_1 = f\left(\bar{L} = \frac{L}{L_1}; \bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_L L}\right)$ для

консольного вала

Зсув Δ_B перерізу вала в точці приведення B , пов'язаний із зазорами в опорах:

- для однопрольотного валу

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)}{2}; \quad (39)$$

- для двопрольотного консольного валу

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)L_2}{L} - \Delta_A, \quad (40)$$

де L_2 – довжина двопрогінному консольного валу.

Зсуви Δ_{zi} і Δ_{zlj} будь-якого перетину вала, викликані наявністю зазорів в опорах:

- для однопрольотного валу

$$\Delta_{zi} = \frac{(\Delta_B - \Delta_A)z_i}{L} + \Delta_A; \quad (41)$$

- для прольоту АБ двопрольотного консольного валу

$$\Delta_{zi} = \frac{(\Delta_B + \Delta_A)z_i}{L} - \Delta_A; \quad (42)$$

- для ділянки консольного двопрольотного валу

$$\Delta_{zlj} = \frac{(\Delta_B + \Delta_A)(z_{lj} + L)}{L} - \Delta_A. \quad (43)$$

Розрахував прогин валу y_B (27), використовуючи графіки (див. рисунок 8, 9, 10, 11) для визначення безрозмірних динамічних прогинів \bar{y}_{zi} , \bar{y}_{zlj} , знайдемо абсолютні прогини в будь-яких перетинах:

- для однопрольотного валу

$$y_{zi} = y_B \bar{y}_{zi}; \quad (44)$$

- для прольоту двопрольотного консольного валу

$$y_{zi} = y_B K_{2i} \bar{L}; \quad (45)$$

- для консолі двопрольотного консольного валу

$$y_{zlj} = y_B \bar{y}_{zlj}; \quad (46)$$

Шукані зміщення A_B, A_{zi}, A_{z1j} розраховуються як суми динамічних прогинів, переміщень від наявності зазорів в опорах і параметрів, що характеризують початкову зігнутість валу:

- в точці приведення В

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B; \quad (47)$$

- однопрольотного валу і прольоту двопротного консольного валу

$$A_{zi} = y_{zi} + \varepsilon_{zi} + \Delta_{zi}; \quad (48)$$

- консолі двопротного консольного валу

$$A_{z1j} = y_{z1j} + \varepsilon_{z1j} + \Delta_{z1j}; \quad (49)$$

де $\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \bar{y}_{zi}$, $\varepsilon_{z1j} = \varepsilon_B \bar{y}_{z1j}$.

Сумарні зміщення центрів мас деталей, насаджених на вал, обчислюються аналогічно:

- для однопрольотного валу

$$A_{li} = y_B \bar{y}_{li} + \varepsilon_{li} + \Delta_{li} + e_i; \quad (50)$$

- для консолі двопротного консольного валу

$$A_{l1j} = y_B \bar{y}_{l1j} + \varepsilon_{l1j} + \Delta_{l1j} + e_{1j}; \quad (51)$$

де \bar{y}_{li} , Δ_{li} , ε_{li} , \bar{y}_{l1j} , ε_{l1j} , Δ_{l1j} визначаються відповідно при $z_i = l_i$, $z_{1j} = l_{1j}$ (l_i, l_{1j} – координати розташування деталей на валу).

В апараті без відбивних перегородок (з гладкими стінками) з вбудованими внутрішніми пристроями (обігрівальні елементи, патрони для термодар, труби для передавлювання рідини) на лопаті мішалок та інших деталей діє поперечна сила Q_i , яка призводить до додаткового вигину валу, і відповідно до додаткових зсувів від осі обертання будь-яких його перетинів.

Поперечну силу Q_i визначають методом гідродинамічного розрахунку апарату, що враховує тип мішалки, коефіцієнти лобового опору мішалки ξ_m і внутрішнього устрою ψ_Q , щільність середовища ρ_c , кутову швидкість ω і діаметр мішалки d_m .

$$Q_i = 0,015 k_Q \xi_m \psi_Q \rho_c \omega^2 d_m^4. \quad (52)$$

Тип мішалки вибирають з урахуванням коефіцієнта k_Q : для лопатевої, якірної і рамної мішалок $k_Q = 1$, для трилопатевої і гвинтовий мішалок $k_Q = 0,96$, для шестилопатевої і турбінної мішалок $k_Q = 1,73$.

Коефіцієнт лобового опору мішалки

$$x_m = \frac{K_{Nn}}{0,7}, \quad (53)$$

де K_{Nn} – коефіцієнт потужності для апаратів з перегородками.

Коефіцієнт лобового опору внутрішнього устрою (безрозмірна поперечна гідродинамічна сила) ψ_Q знаходять за графіком (рисунок 15) в залежності від відносного зміщення центру епюри кільцевої швидкості від осі мішалки S_v і гідродинамічного параметра ψ_0 .

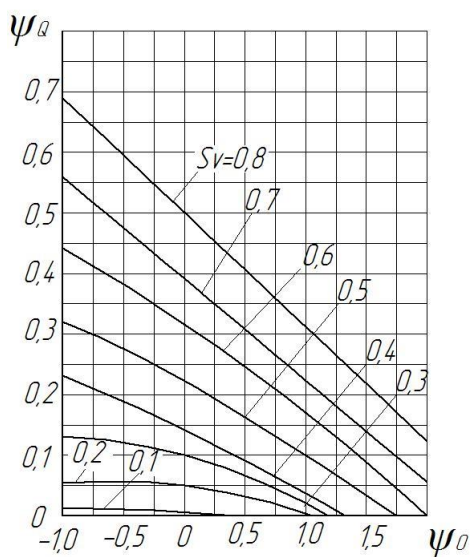


Рисунок 15. Залежність для визначення відносної поперечної гідродинамічної сили, діючої на мішалку, $\psi_Q = f(S_v, \psi_0)$

Функція $S_v = f(\psi_0, C_N)$ показана на рисунок 16, де $C_N = \beta F \left(\frac{K_{Nn}}{KN} - 1 \right) + 1$

– коефіцієнт збільшення потужності (K_N – коефіцієнт потужності апарату без перегородок).

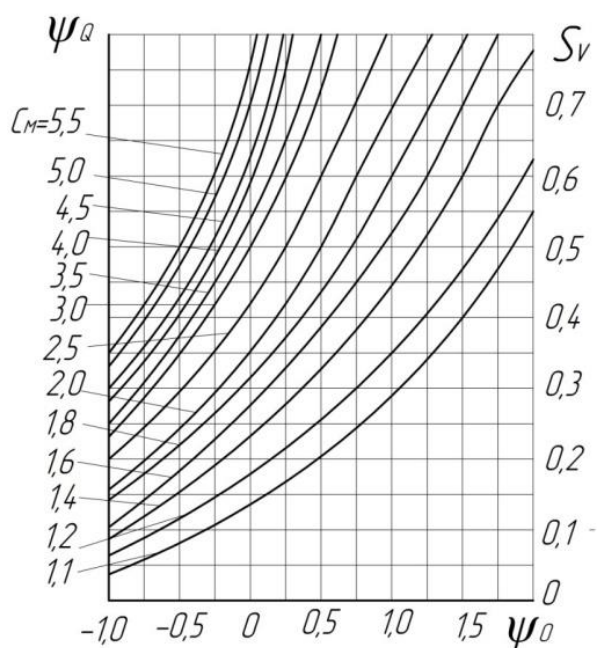


Рисунок 16. Залежність для визначання відносного зсуву центра епюри
колової швидкості від осі мішалки $S_v = f(\psi_0, C_N)$

Поправочний коефіцієнт $\beta_F = f\left(C_F = 2,5 \frac{F}{D^2}\right)$ визначають за графіком (рисунок 17), де F – площа лобового перерізу внутрішнього устрою; D – внутрішній діаметр апарату.

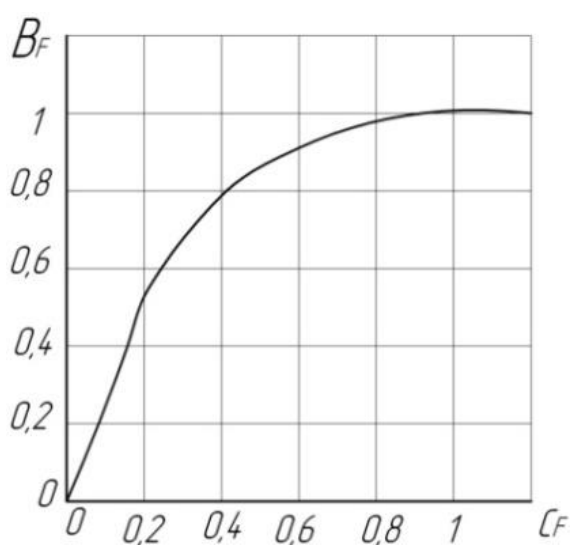


Рисунок 17. Залежність для визначення поправочного коефіцієнта збільшення
потужності для апаратів з внутрішніми пристроями $\beta_F = f(C_F)$

Гідродинамічний параметр ψ_0 розраховують за графіками (рисунок 18) як функцію $\psi_0 = f(\Gamma_d, \Phi)$, де $\Gamma_d = \frac{D}{d_m}$ – симплекс геометричної подібності, Φ – безрозмірний комплекс, який характеризує гідродинамічний режим потоку в апараті:

$$\Phi = \frac{0,36 \Gamma_d}{\xi_m n_d \text{Re}_y^{0,25}}, \quad (54)$$

де n_d – число мішалок на валу, об/с, $\text{Re}_y = \frac{\rho_c n d_m^2}{\mu_c}$ – відцентровий критерій Рейнольдса.

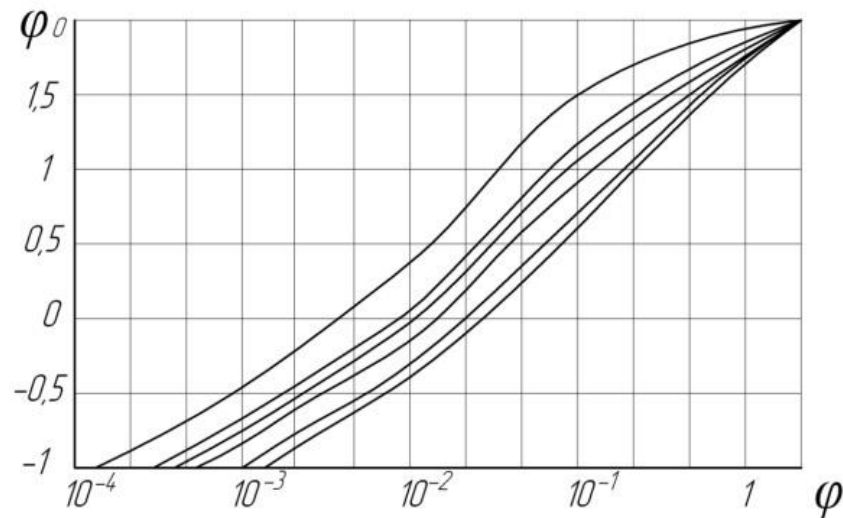


Рисунок 18. Залежність для визначення гідродинамічного параметра

$$\psi_0 = f(\Gamma_d, \Phi)$$

Використовуючи метод приведення, визначаємо поперечну силу Q_{np} , прикладену в точці приведення B :

- для прольоту однопрольотного валу

$$Q_{np} = \sum_{i=1}^{n_d} (Q_i y_{li}); \quad (55)$$

- для консолі двопротного консольного валу

$$Q_{np} = \sum_{j=1}^{n1\theta} (Q_{1j} y_{11j}). \quad (56)$$

де Q_i , Q_{1j} – поперечна сила, прикладена відповідно до i -ї мішалці в прольоті і j -ї мішалці на консолі.

Динамічний прогин в точці приведення B від дії Q_{np} :

$$y_{BQ} = \frac{Q_{np}}{K_{np}} \quad (57)$$

З урахуванням другого прогину знаходять максимальні динамічні зміщення будь-яких перерізів вала A_{ZQ} і центрів мас деталей A_{LQ} :

– в точці приведення

$$A_{BQ} = A_B + y_{BQ}; \quad (58)$$

– у прольоті АБ однопрольотного і двопротрольотного консольного валів:

$$A_{ziQ} = A_{zi} + y_{BQ} \bar{y}_{zi}, \quad (59)$$

$$A_{liQ} = A_{li} + y_{BQ} \bar{y}_{li}, \quad (60)$$

– на консолі БВ консольного валу

$$A_{z1jQ} = A_{z1j} + y_B \bar{y}_{z1j}, \quad (61)$$

$$A_{l1jQ} = A_{l1j} + y_B \bar{y}_{l1j}, \quad (62)$$

При розрахунках на жорсткість гнучких консольних валів для апаратів без внутрішніх пристроїв враховується вплив інерційних сил від маси рідини, що приєднується до мішалці у момент проходження валом МПП резонансної частоти. При цьому слід пам'ятати, що в апаратах з гнучкими валами на відстані L_o від опори B встановлюються обмежувальні пристрої, що виключають неприпустимі прогини валів у момент їх переходу з дорезонансної в зарезонансну область частот.

1.3. Розрахунок валу на міцність

При розрахунки валів на міцність еквівалентні напруження в досліджуваному перетині валу визначаються по III теорії міцності, а умова міцності має вигляд:

для перетинів в прольоті:

$$\left(\sigma_{\kappa}^{III} = \frac{\sqrt{M_{\kappa}^2 + M_{\kappa\rho\kappa}^2}}{W_{\kappa}} \right) \leq [\sigma_{\kappa}]; \quad (63)$$

для перетинів на консолі:

$$\left(\sigma_{1S}^{III} = \frac{\sqrt{M_{1S}^2 + M_{\kappa\rho 1S}^2}}{W_{1S}} \right) \leq [\sigma_{1S}]; \quad (64)$$

де σ_{κ}^{III} , σ_{1S}^{III} – еквівалентні напруження по III теорії міцності в досліджуваних перетинах; M_{κ} , $M_{\kappa\rho\kappa}$ – відповідно вигинаючий та крутний моменти в досліджуваному перетині прольоту; W_{κ} , W_{1S} – моменти опору досліджуваних перетинів відповідно прольоту та консолі; M_{1S} , $M_{\kappa\rho 1S}$ – відповідно вигинаючий та крутний моменти в досліджуваному перетині консолі; $[\sigma_{\kappa}]$, $[\sigma_{1S}]$ – допустимі напруження в досліджуваних перетинах відповідно прольоту і консолі.

Якщо вал розраховують на статичні навантаження, які не викликають напружень на втому (до такого режиму навантаження можна віднести число короткочасних циклів, що повторюються, яке не перевищує 10^3 , і відсутність постійно діючих поперечних гідродинамічних сил Q_i, Q_{1j}), то допустимі напруження можна розрахувати за формулою

$$[\sigma_{\kappa}] = [\sigma_{1S}] = \frac{\sigma_B}{n_{\min}}, \quad (65)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала (таблиця 7), n_{\min} – мінімальний запас міцності на витривалість. Значення σ_B обирають виходячи з умов:

$n_{\min} = 1.3 \dots 1.5$ при високій однорідності умов виготовлення валів, наявності точних даних по механічним характеристикам і високої достовірності визначення напруження; $n_{\min} = 1.5 \dots 1.8$ при наближеній розрахунковій схемі та відсутності точних даних по механічним характеристикам конкретної партії матеріалу, але при достатній достовірності визначення зусиль та напружень; $n_{\min} = 1.8 \dots 2.5$ при пониженій точності розрахунку та орієнтовній оцінці механічних властивостей, а також при пониженій однорідності металу і великих розмірів валу ($d \geq 250 \text{ мм}$).

Вали МПП у більшості випадків зазнають змінних напружень, так як число циклів навантажень значно перевищує 10^3 , а реактивні сили рідких гетерогенних середовищ, що перемішуються, які діють на лопаті мішалок, як правило, являються непостійними за величиною. Тому такі вали повинні розраховуватись з урахуванням впливу напружень на втому, та допустимих напружень $[\sigma_\kappa]$, $[\sigma_{1s}]$ визначають для кожного небезпечного по міцності перетину з урахуванням ступеня впливу концентраторів напруження.

Таблиця 7.

Границя міцності матеріалу валів при поставці

Марка сталі	σ_a , МПа	σ_{-1} , МПа
Ст. 5	520	260
20	400	195
20Х	650	350
45	560	300
40Х	730	400
12ХН3А	950	270
12Х2Н4А	1100	580
18ХГТ	1150	580
15ХМ	450	300
12Х18Н10Т	500	220
30ХГТ	950	590

Для перетинів в прольоті валу:

$$[\sigma_\kappa] = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{(K_{\sigma K} \cdot n_{\min})}, \quad (66)$$

Для перетинів валу на консолі:

$$[\sigma_{1S}] = \frac{\varepsilon_M \cdot \sigma_{-1}}{(K_{\sigma 1S} \cdot n_{\min})}, \quad (67)$$

де ε_M – масштабний фактор або коефіцієнт впливу абсолютних розмірів валу зі збільшенням діаметру небезпечного перерізу, навіть якщо в ньому присутні концентратори напруження, границя втоми матеріалу зменшується, значення ε_M в залежності від діаметру для валів з вуглецевих та легованих сталей можна визначити за графіком (рисунок 19); σ_{-1} – границя витривалості матеріалу вала, таблиця 1; $K_{\sigma K}$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, який враховує наявність в небезпечних перетинах валів проточок, поперечних отворів, шліців та шпонкових канавок (числові значення приведені в таблиці 8); n_{\min} – мінімальний запас міцності на витривалість.

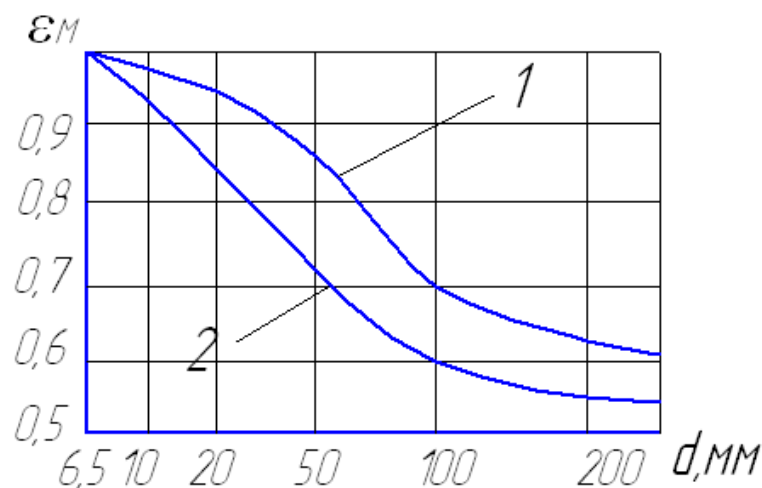


Рисунок 19. Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів валу на границю витривалості: 1 – для валів з вуглецевої сталі, 2 – для валів з легированої сталі.

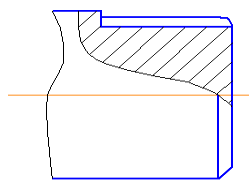
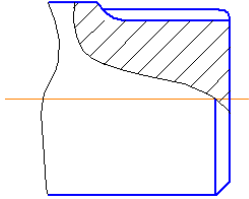
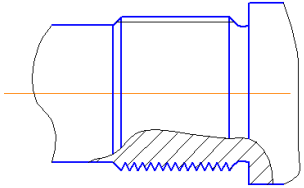
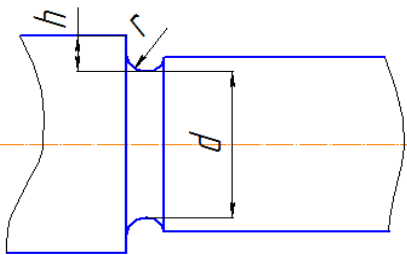
В якості небезпечних за міцністю перетинів гладких валів у першу чергу необхідно дослідити:

- для однопрольотного вала – середину прольоту та місце закріплення верхньої мішалки;

- для консольного вала – місця розташування нижньої опори (при верхньому розташуванні привода) та закріплення верхньої мішалки. Потім досліджують перетини, які проходять по проточкам (галтелям), поперечним отворах, місцям виходу шпонкових канавок та шліців, краям насаджених деталей.

Таблиця 8.

Ефективний коефіцієнт K_B концентрації напружень

Границя міцності матеріалу, σ_a , МПа			
	Для валів зі шпонковою канавкою		Для валів з металевою різьбою
	Торцевою	Дисковою	
	1	2	3
400	1,3	1,51	1,45
500	1,38	1,64	1,78
600	1,46	1,76	1,96
700	1,54	1,88	2,2
800	1,62	2,01	2,32
900	1,69	2,14	2,47
1000	1,77	2,26	2,61
1200	1,92	2,5	2,9
	K_s		
	Для валів з виточкою при $\frac{h}{r}$		
	0,5		1
	при $\frac{r}{d}$		

	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02
400	1,88	1,79	1,72	1,61	1,44	2,09	1,99
500	1,93	1,84	1,77	1,66	1,98	2,15	2,05
600	1,98	1,82	1,82	1,71	1,52	2,21	2,11
700	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17
800	2,09	2,00	1,92	1,82	1,59	2,37	2,20
900	2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28
1000	2,20	2,11	2,02	1,93	1,66	2,45	2,35
1200	2,31	2,22	1,12	2,04	1,73	2,57	2,49
Границя міцності матеріалу s_B , МПа	Для валів з виточкою при $\frac{h}{r}$						
	1		2			3	
	при $\frac{r}{d}$						
	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
400	1,91	1,79	2,29	2,18	2,10	2,38	2,28
500	1,97	1,85	2,36	2,25	2,16	2,47	2,35
600	2,03	1,91	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42
700	2,08	1,97	2,50	2,38	2,28	2,64	2,49
800	2,14	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56
900	2,19	2,09	2,63	2,51	2,41	2,81	2,63
1000	2,25	2,15	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70
1200	2,36	2,27	2,84	2,71	2,59	3,07	2,84

Для знаходження вигинаючи моментів M_K , M_{1S} в небезпечних перетинах необхідно визначити зосереджені сили. В гладкостінних апаратах з відображуючими перегородками такими силами є відцентрові сили мас закріплених на валу деталей F_i , F_{1j} та власної маси вала F_{Bnp} .

В прольоті АБ (див. рисунок 1):

$$F_i = m_i w^2 A_{li}, \quad (67)$$

на консолі БВ:

$$F_{1j} = m_{1j} w^2 A_{1lj}; \quad (68)$$

в точці приведення В:

$$F_{Bnp} = m_{Bnp} w^2 A_B \quad (69)$$

В апаратах з внутрішніми пристроями в якості зосереджених сил F_{iQ} , F_{1jQ} приймається сума сил, діючих на закріплені на валу деталі, та поперечних гідродинамічних Q_i та Q_{1j} :

в прольоті АБ:

$$F_{iQ} = m_i w^2 A_{liQ} + Q_i, \quad (70)$$

$$F_{1jQ} = m_{1j} w^2 A_{1ljQ} + Q_{1j}; \quad (71)$$

в точці приведення В:

$$F_{BnpQ} = m_{Bnp} w^2 A_{BQ} \quad (72)$$

Далі визначають реакції опор R_A та R_B , для чого складають систему рівнянь статки, яка описує умови рівноваги: сума моментів активних і реактивних сил відносно опор А і Б повинна дорівнювати нулю.

Для гладкостінних апаратів та апаратів з відображуючими перегородками без внутрішніх пристроїв умови рівноваги валів мають вигляд: однопрольотних (див. рисунок 19):

$$\begin{aligned} \text{е } M_A &= \text{е }_{i=1}^{n\partial} F_i l_i + F_{Bnp} \frac{L}{2} - R_B L = 0; \\ \text{е } M_B &= R_A L - \text{е }_{i=1}^{n\partial} F_i (L - l_i) - F_{Bnp} \frac{L}{2} = 0; \\ R_A &= \frac{\text{е }_{i=1}^{n\partial} F_i (L - l_i)}{L} + \frac{F_{Bnp}}{2}; \end{aligned} \quad (73)$$

$$R_B = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i l_i}{L} + \frac{F_{Bnp}}{2}; \quad (74)$$

консольних :

$$\sum_{j=1}^{n_{1\partial}} M_A = \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} (L + l_{1j}) + F_{Bnp} (L + L_1) - R_B L = 0;$$

$$\sum_{j=1}^{n_{1j}} M_B = \sum_{j=1}^{n_{1j}} F_{1j} l_{1j} + F_{Bnp} L_1 - R_A L = 0;$$

$$R_A = \frac{\sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} l_{1j} + F_{Bnp} L_1}{L}; \quad (75)$$

$$R_B = \frac{\sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} (L + l_{1j}) + F_{Bnp} (L + L_1)}{L}. \quad (76)$$

Для гладкостінних апаратів з внутрішніми пристроями умови рівноваги валів мають вигляд:

для однопрольотних валів:

$$\sum_{i=1}^{n_{\partial}} M_A = \sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i l_i + \sum_{i=n_{\partial}+1}^{n_{\partial}+n_M} F_{iQ} l_i + F_{BnpQ} \frac{L}{2} - R_B L = 0;$$

$$\sum_{i=1}^{n_{\partial}} M_B = R_A L - \sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i (L - l_i) - \sum_{i=n_{\partial}+1}^{n_{\partial}+n_M} F_{iQ} (L - l_i) - F_{BnpQ} \frac{L}{2} = 0;$$

$$R_A = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i (L - l_i)}{L} + \frac{\sum_{i=n_{\partial}+1}^{n_{\partial}+n_M} F_{iQ} (L - l_i)}{L} + \frac{F_{BnpQ}}{2}; \quad (77)$$

$$R_B = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i l_i}{L} + \frac{\sum_{i=n_{\partial}+1}^{n_{\partial}+n_M} F_{iQ} l_i}{L} + \frac{F_{BnpQ}}{2}; \quad (78)$$

для консольних валів:

$$\sum_{j=1}^{n_{1\partial}} M_A = \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} (L + l_{1j}) + \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_M} F_{1jQ} (L + l_{1j}) + F_{BnpQ} (L + L_1) - R_B L = 0;$$

$$e \quad M_B = e \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} l_{1j} + e \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_M} F_{1jQ} l_{1j} + F_{BnpQ} L_1 - R_A L = 0;$$

$$R_A = \frac{e \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} l_{1j} + e \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_M} F_{1jQ} l_{1j} + F_{BnpQ} L_1}{L}; \quad (79)$$

$$R_B = \frac{e \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} (L + l_{1j}) + e \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_M} F_{1jQ} (L + l_{1j}) + F_{BnpQ} (L + L_1)}{L}. \quad (80)$$

Вигинаючи моменти в небезпечних по міцності перетинах валів апаратів без внутрішніх пристроїв:

для однопрольотних валів між точками А і В:

$$M_{ZK} = R_A Z_K - e \sum_{i=1, k=1}^{i=n_{\partial}, k=\Gamma} F_i (Z_K - l_i); \quad (81)$$

для однопролітних валів між точками В і Б:

$$M_{ZK} = R_A Z_K - e \sum_{i=1, k=1}^{i=n_{\partial}, k=\Gamma} F_i (Z_K - l_i) - F_{Bnp} Z_K - \frac{L_{II}}{2H}; \quad (82)$$

для прольотів консольних валів:

$$M_{ZK} = R_A Z_K - e \sum_{i=1, k=1}^{i=n_{\partial}, k=\Gamma} F_i (Z_K - l_i); \quad (83)$$

для консолей консольних валів:

$$M_{Z_{1S}} = F_{Bnp} (L_1 - Z_{1S}) + e \sum_{j=1, s=1}^{j=n_{\partial}, s=\Gamma} F_{1j} (l_{1j} - Z_{1S}), \quad (84)$$

де l_i – координата деталі в прольоті; Z_K – координата досліджуваного перетину в прольоті; F_i – відцентрова сила, яка діє на деталь; l_{1j} – координата деталі на консолі; Z_{1S} – координата досліджуваного перетину на консолі; F_{1j} – відцентрова сила, яка діє на деталі на консолях.

В залежностях (81) – (84) суми $\sum_{i=1, k=1}^{i=n_{\partial}, k=\Gamma} F_i(Z_K - l_i)$ та

$\sum_{j=1, s=1}^{j=n_{\partial}, s=\Gamma} F_{1j}(l_{1j} - Z_{1s})$ враховуються відповідно при $Z_K > l_i$ та $Z_{1s} < l_{1j}$.

Крутний момент в досліджуваних перетинах визначають по формулам:
в прольоті для перетинів з координатами Z_K і l_i :

$$M_{kp} = w^{-1} \sum_{i=1}^{n_{\partial}} N_i$$

де l_i – координата мішалки; w – кутова швидкість обертання вала; N_i – потужність, що витрачається i -ю мішалкою на перемішування;

на консолі для перетинів з координатами:

$$M_{kp1s} = w^{-1} \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} N_{1j},$$

де l_{1j} – координата мішалки; N_{1j} – потужність, яка витрачається j -ю мішалкою на перемішування.

Осьовий момент опору досліджуваного перетину вала:

в прольоті:

$$W_K = \frac{p d_K^3}{32},$$

на консолі:

$$W_{1s} = \frac{p d_{1s}^3}{32},$$

де d_K і d_{1s} – діаметр вала в досліджуваному перетині відповідно ролета і консолі.

2. Методика розрахунків валу на вібростійкість, жорсткість і гнучкість

2.1. Методика розрахунку вілу на вібростійкість

Вихідні дані до розрахунку: довжина прольоту L ; довжина консолі L_1 ; число мішалок в прольоті N ; число мішалок на консолі N_1 ; маси мішалок m_1 , m_2 ; координати центрів тяжіння мішалок l_i ; координати центрів тяжіння на консолі l_{ij} ; густина матеріалу ρ ; модуль пружності матеріалу валу E ; частота обертання валу n ; коефіцієнт, що враховує умову вібростійкості, ξ ; коефіцієнт, що враховує умову закріплення валу, η ; коефіцієнт приведення маси валу q .

Розрахункова схем зображена на рисунку 1.

2.1.1. Розрахунок однопрольотного валу на вібростійкість

Відносні координати центрів тяжіння мішалок у прольоті:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L}.$$

Безрозмірний динамічний прогин у центрі тяжіння мішалок:

$$\overline{y_{ei}} = \sin(\pi \bar{l}_i).$$

Кутова швидкість валу:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Безрозмірний коефіцієнт:

$$f = \frac{8\rho\omega^2 L^2}{\xi^2 \eta E}.$$

Приведена маса мішалок у прольоті:

$$m_{inp} = m_i \overline{y_{ei}}^2.$$

Сума приведених мас мішалок:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{n_d} m_{inp} .$$

Підкореневі одночлени:

$$A_1 = qfL^2 ;$$

$$A_2 = \frac{8m_{np}Lf}{\pi\rho} .$$

Розрахунковий діаметр валу:

$$d_p = \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}} .$$

Маса 1м довжини вала:

$$m_L = \frac{\pi d_p^2 \rho}{4} .$$

Відносна приведена маса деталей:

$$\overline{m}_{np} = \frac{m_{np}}{m_L L} .$$

Корінь частотного рівняння (рисунк 3):

$$\alpha = f(\overline{m}_{np}) .$$

Момент інерції перетину валу:

$$J = \frac{\pi d_p^4}{64} .$$

Перша критична кутова швидкість:

$$\omega_{kp1} = \left(\frac{\alpha}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} .$$

Умови вібростійкості:

$$\frac{\omega}{\omega_{kp1}} \leq 0,7$$

2.1.2. Розрахунок консольного валу на вібростійкість

Відносна довжина консолі:

$$\bar{L}_1 = \frac{L_1}{L_2}.$$

Відносна довжина прольоту:

$$\bar{L} = \frac{L}{L_1}.$$

Відносні координати центрів тяжіння деталей:

– в прольоті:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L};$$

– на консолі

$$\bar{l}_{ij} = \frac{l_{ij}}{L_1}.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив маси деталі в прольоті на його проги
 $K_i = f(\bar{l}_i, \bar{L})$ (рисунок 5).

Безрозмірний прогин валу:

– в прольоті:

$$\bar{Y}_{li} = K_i \bar{L}.$$

– на консолі (рисунок 6):

$$\bar{Y}_{lj} = f(\bar{l}_j, \bar{L}).$$

Кутова швидкість валу:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Коефіцієнт, що враховує умови закріплення валу:

$$\eta = 3\bar{L}_1.$$

Безрозмірний коефіцієнт:

$$f = \frac{8\rho\omega^2 L_1^2}{\xi^2 \eta E}.$$

Приведена маса деталей:

– в прольоті:

$$m_{i,np} = m_i \overline{Y_{li}^2};$$

– на консолі:

$$m_{ij,np} = m_{ij} \overline{Y_{lij}^2}.$$

Сума приведених мас деталей:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{nd} m_{inp} + \sum_{j=1}^{n_d} m_{ijnp}.$$

Підкорені одноклени:

– перший:

$$A_1 = qfL_1^2.$$

– другий:

$$A_2 = \frac{8m_{np}fL_1}{\pi\rho}.$$

Розрахунковий діаметр:

$$d_p = \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}.$$

Маса 1 м довжини валу:

$$m_L = \frac{\pi d_p^2 \rho}{4}.$$

Відносна приведена маса деталей:

$$\overline{m}_{np} = \frac{m_{np}}{(m_L L_1)}.$$

Корінь частотного рівняння (рисунок 2):

$$\alpha = f(\overline{m}_{np}, \overline{L}).$$

Момент інерції перетину валу:

$$J = \frac{\pi d_p^4}{64}.$$

Перша критична кутова швидкість:

$$\omega_{kp1} = \left(\frac{a}{L_1} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_L}}.$$

Умова вібростійкості:

$$\frac{\omega}{\omega_{kp1}} \leq 0,7.$$

2.2. Методика розрахунку валу на жорсткість і гнучкість

Довжина прольоту L ; довжина консолі L_1 ; довжина валу L_2 ; координати центрів тяжіння деталей: у прольоті l_i ; на консолі l_j , l_j ; маси деталей: на консолі m_j ; діаметр валу d ; координати небезпечних перерізів в прольоті z_i , на консолі z_j ; кількість мішалок у прольоті n_{di} , на консолі n_{dj} ; частота обертання вала ω ; густина матеріалу вала ρ ; модуль пружності матеріалу вала E ; початкова ввігнутість валу в точці приведення ε_B ; радіальні зазори в опорах Δ_A , густина перемішувального середовища ρ_c ; в'язкість середовища μ_c ; діаметр апарата D ; діаметр мішалки d_m , зміщення валу в точці приведення, викликане наявністю зазорів в опорах Δ_B ; допускаються зміщення валу в перетинах, небезпечних по жорсткості, $[A_{zi}] = [A_{z1j}]$ в місцях установки деталей $[A_{li}] = [A_{l1j}]$.

Розрахункова схема для однопрольотного валу зображена на рисунку 9, для консольного – рисунку 8.

2.2.1. Розрахунок однопрольотного валу на жорсткість

Ексцентриситет маси деталі в м визначаємо за формулою:

$$e_i = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}}.$$

Відносна координата небезпечного за жорсткістю перерізу:

$$\bar{z}_i = \frac{z_i}{L}.$$

Безрозмірний динамічний прогин вала в небезпечному за жорсткістю перерізі (рисунок 10):

$$y_{zi} = f(z_i),$$

$$\bar{y}_{zi} = \sin(\pi z_i).$$

Відносна координата центра жорсткості деталі:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L}.$$

Безрозмірний динамічний прогин вала в місці установки деталі (рисунок 10):

$$y_{li} = f(l_i),$$

$$\bar{y}_{li} = \sin(\pi l_i).$$

Приведений ексцентриситет деталі:

$$e_{inp} = \frac{e_i}{\bar{y}_{li}}.$$

Маса 1 м довжини валу:

$$m_L = \frac{\pi d^2 \rho}{4}.$$

Приведена маса вала:

$$m_{bnp} = 0,5 \cdot m_L \cdot L.$$

Приведена маса деталі:

$$m_{inp} = m_i y_{li}^2.$$

Сума приведених мас деталі:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{n\partial} m_{inp}.$$

Зміщення перетину вала в точці приведення В, зв'язане с зазорами в опорах:

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)}{2}.$$

Приведений (до точки В) ексцентриситет мас деталей:

$$e_{np} = \frac{\sum (m_{inp} \cdot e_{inp})}{m_{np} + m_{enp}} + \Delta_B + \varepsilon_B.$$

Осьовий момент інерції перетину вала:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Відносна приведена маса деталей

$$\bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{(m_L L)}.$$

Корінь частотного рівняння (рисунок 13):

$$\alpha_i = f(m_{np}).$$

Перша критична кутова швидкість:

$$\omega_{kp} = \left(\frac{\alpha_1}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{\varepsilon I}{m_L}}.$$

Динамічний прогин вала в точці приведення, м

$$y_B = \frac{e_{np}}{\left(\frac{\omega_{kp}}{\omega} \right)^2 - 1}.$$

Зміщення перетину вала в точці закріплення деталей, викликане зазорами в опорах:

$$\Delta_{li} = (\Delta_B - \Delta_A) \bar{l}_i + \Delta_A.$$

Зміщення небезпечного перетину вала, викликане зазорами в опорах:

$$\Delta_{zi} = (\Delta_B - \Delta_A) \bar{z}_i + \Delta_A.$$

Зміщення перетину вала в точці кріплення деталі, викликане початковою вигнітістю вала:

$$\varepsilon_{li} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{li}.$$

Зміщення небезпечного за жорсткістю перетину вала, викликаного початковою вигнітістю:

$$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{zi}.$$

Сумарне динамічне зміщення вала в точці приведення:

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B.$$

Сумарне динамічне зміщення перетину вала в центрі мас деталі:

$$A_{li} = y_B \cdot \bar{y}_{li} + \varepsilon_{li} + l_i + e_i.$$

Сумарне динамічне зміщення вала в небезпечному перетині:

$$A_{zi} = y_B \cdot \bar{y}_{zi} + z_{zi} + \varepsilon_{zi}.$$

Умови жорсткості

$$A_{li} \leq [A_{li}] = 1 \cdot 10^{-2},$$

$$A_{zi} \leq [A_{zi}] = 0,25 \cdot 10^{-3}.$$

2.2.2. Розрахунок консольного валу на жорсткість

Ексцентриситет маси деталі:

– в прольоті:

$$e_i = 10^{-3} \sqrt{\omega}.$$

– на консолі:

$$e_j = 10^{-3} \sqrt{\omega}.$$

Відносна координата небезпечного по жорсткості перерізу:

– в прольоті:

$$\bar{Z}_i = \frac{Z_i}{L}.$$

– на консолі:

$$\bar{Z}_{ij} = \frac{Z_{ij}}{L}.$$

Відносна довжина прольоту:

$$\bar{L} = \frac{L}{L_1}$$

Безрозмірний динамічний прогиб валу і небезпечному по жорсткості перерізу (рисунок 12):

– в прольоті:

$$\begin{aligned}\bar{y}_{zi} &= k_{zi} \cdot \bar{L}, \\ k_{zi} &= f[\bar{z}_i, \bar{L}].\end{aligned}$$

– на консолі:

$$\begin{aligned}\bar{y}_{zij} &= k_{zij} \cdot \bar{L}, \\ k_{zij} &= f[\bar{z}_{ij}, \bar{L}].\end{aligned}$$

Відносна координата центру тяжіння деталі:

– в прольоті:

$$\bar{l}_i = \frac{l_i}{L};$$

– на консолі:

$$\bar{l}_{ij} = \frac{l_{ij}}{L}.$$

Безрозмірний динамічний прогин валу в місті установки деталі (рисунок 11):

– в прольоті:

$$\begin{aligned}\bar{y}_{li} &= k_{li} \cdot \bar{L}; \\ \bar{k} &= f[\bar{l}_i, \bar{L}].\end{aligned}$$

– на консолі:

$$\bar{y}_{lij} = k_{lij} \cdot \bar{L};$$

$$\bar{k} = f[\bar{l}_i, \bar{L}].$$

Приведений ексцентриситет мас деталей:

– в прольоті:

$$e_{inp} = \frac{e_i}{\sqrt{y_{li}}}.$$

– на консолі:

$$e_{ijnp} = \frac{e_{ij}}{\sqrt{y_{lij}}}.$$

Маса 1м довжини валу:

$$m_L = \frac{\pi d^2 \rho}{4}.$$

Приведена маса валу:

– в прольоті:

$$m'_{\text{впр}} = 0,5 \cdot m_L \cdot L;$$

– на консолі:

$$m'_{\text{впр}} = 0,25 \cdot m_L \cdot L_1.$$

Приведена маса валу:

– в прольоті:

$$m_{inp} = m_i \bar{y}_{li}^2;$$

– на консолі:

$$m_{ijnp} = m_i \bar{y}_{lij}^2.$$

Сума приведених мас деталей:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^{n\partial} m_{inp} + \sum_{j=1}^{n_1\partial} m_{ijnp}.$$

Зміщення перерізу валу в точці приведення В, зв'язане з зазорами в опорах:

$$\Delta_{\text{в}} = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)L_2}{L}.$$

Приведений (до точки В) ексцентриситет мас деталей:

– в прольоті:

$$e'_{np} = \frac{\sum (m_{inp} e_{inp})}{\sum (m_{1np} + m'_{enp})};$$

– на консолі:

$$e''_{np} = \frac{\sum (m_{ijnp} e_{ijnp})}{\sum (m_{1jnp} + m'_{enp})}.$$

Приведений (до точки В) ексцентриситет мас деталей, посаджених в прольоті і на консолі:

$$e_{np} = e'_{np} + e''_{np} - \varepsilon_B.$$

Основний момент інерції перерізу валу:

$$I = \frac{\pi d^4}{4}.$$

Відносна приведена маса деталі:

$$\bar{m}_{np} = \frac{m_{np}}{(m_L L_1)}.$$

Корінь частотного рівняння (рисунок 14):

$$\alpha_1 = f(\bar{m}_{np}, L)$$

Перша критична кутова швидкість:

$$\omega_{kp} = \frac{\alpha_1}{L_1} \sqrt{\frac{El}{m_L}}.$$

Динамічний прогин валу в точці приведення в сталому режимі:

$$y_{\varepsilon} = \frac{-l_{np}}{\left(\frac{\omega_{kp}}{\omega}\right)^2 - 1}.$$

Зміщення перерізу валу в точці кріплення деталі, викликане зазорами в опорах:

– в прольоті:

$$\Delta_{li} = (\Delta_A + \Delta_B) \bar{l}_i - \Delta_A ;$$

– на консолі:

$$\Delta_{lij} = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)(\bar{l}_{ij} + L)}{L} - \Delta_A .$$

Зміщення небезпечного перерізу вала, викликане зазорами в опорах:

– в прольоті:

$$\Delta_{zi} = (\Delta_A + \Delta_B) Z_i - \Delta_A .$$

– на консолі:

$$\Delta_{zij} = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)(Z_{ij} + L)}{L} - \Delta_A .$$

Зміщення перерізу вала в точці кріплення деталі, викликане початковою зігнутістю вала:

– в прольоті:

$$\varepsilon_{li} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{li} .$$

– на консолі:

$$\varepsilon_{lij} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{lij}$$

Зміщення небезпечного по жорсткості перерізу вала, викликане його початковою зігнутістю:

– в прольоті:

$$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{zi} ;$$

– на консолі:

$$\varepsilon_{zij} = \varepsilon_B \cdot \bar{y}_{zij} .$$

Відцентровий критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_y = \frac{\rho_c n d_m^2}{\mu_c} .$$

Критерій потужності мішалки в апараті з перегородками:

$$K_{Nn} = \frac{N_n}{\rho_c n^3 d_m^5} .$$

Симплекс геометричної подібності:

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_m}.$$

Коефіцієнт опору мішалки:

$$\xi_m = \frac{K_{Nn}}{0,7}.$$

Безрозмірний комплекс, що характеризує гідродинамічний режим потоку в апараті:

$$\Phi = \frac{0,36 \cdot \Gamma_D}{\xi_m n_{10} \text{Re}_u^{0,25}}.$$

Гідродинамічний параметр (рисунок 18):

$$\psi_0 = f(\Phi, \Gamma_D).$$

Маса рідини, що приєднується до мішалки:

$$m_{\tau lj} = 0,02 v_m \rho_c d_m = 0,03(0,5 + 0,25\psi_0)^2 v_m \rho_c d_m.$$

Приведена маса рідини, що приєднується до мішалки:

$$m_{\tau 1 jnp} = \overline{m_{\tau 1 j} y_{lij}}.$$

Сумарна приведена маса рідини, що приєднується до мішалок:

$$m_{\tau np} = \sum_{j=1}^{n10} m_{\tau 1 jnp}.$$

Відносна приведена маса рідини мішалок:

$$\overline{m_{\tau np}} = \frac{m_{\tau np}}{m_{np} + m_{np}''}.$$

Максимальний динамічний прогин вала в точці приведення при переході через резонанс:

$$y_{\epsilon \max} = \frac{l_{np} - m_{\tau np} \Delta_B}{m_{\tau np}}.$$

Відносна координата обмеження:

$$\overline{l}_0 = \frac{L}{L_1}.$$

Максимальний допустимий зазор в обмежувачі (із умови міцності):

$$[\delta] = \frac{0,2\sigma_m L_1^2}{3Ed} \cdot (\overline{Ll_0} + 3\overline{l_0} - \overline{l_0}^3).$$

Прийнятий зазор в обмежувачі:

$$\delta \leq [\delta].$$

Безрозмірний динамічний прогин вала в місті установки обмежувача:

$$\overline{y}_{l_0} = f[\overline{l_0}, \overline{L}].$$

Динамічний прогин $y_{\epsilon\delta}$ вала в точці приведення при проходженні через резонанс:

– якщо $1 < \overline{l_0} \leq 1$

$$y_{\epsilon\delta} = \delta;$$

– інших випадках

$$y_{\epsilon\delta} = \frac{\delta}{\overline{y}_{l_0}}.$$

Динамічне зміщення вала в центрі тяжіння деталі:

– в прольоті:

$$A_{li} = y_{\epsilon} \overline{y_{li}} + \Delta_{li} + \epsilon_{l1} + e_{l1};$$

– на консолі:

$$A_{lij} = y_{\epsilon} \overline{y_{lij}} + \Delta_{lij} + \epsilon_{l1j} + e_{l1j}.$$

Динамічне зміщення вала в небезпечному перерізі:

– в прольоті:

$$A_{zi} = y_{\epsilon} \overline{y_{zi}} + \Delta_{zi} + \epsilon_{z1} + e_{z1};$$

– на консолі:

$$A_{zij} = y_{\epsilon} \overline{y_{zij}} + \Delta_{zij} + \epsilon_{z1j} + e_{z1j}.$$

Динамічне зміщення вала в небезпечному перерізі при переході через резонанс:

– в прольоті:

$$A_{z\delta i} = y_{\epsilon\delta} \overline{y_{zi}} + \Delta_{zi} + \epsilon_{zi};$$

– на консолі:

$$A_{z\delta ij} = y_{\delta} \overline{y_{zij}} + \Delta_{zij} + \varepsilon_{zij}.$$

Динамічне зміщення в точці приведення:

$$A_{\delta} = y_{\delta} + \Delta_{\delta} + \varepsilon_{\delta}.$$

Перевіряємо виконання умов жорсткості:

$$A_{li} \leq [A_{li}] = 1 \cdot 10^{-2};$$

$$A_{l1j} \leq [A_{l1j}] = 1 \cdot 10^{-2};$$

$$A_{zi} \leq [A_{zi}] = 0,25 \cdot 10^{-3};$$

$$A_{z1j} \leq [A_{z1j}] = 0,25 \cdot 10^{-3}.$$

2.3. Методика розрахунку жорстких валів на міцність

Довжина прольоту L ; довжина консолі L_1 ; число деталей в прольоті n_{δ} ; число деталей на консолі (крім мішалки) $n_{1\delta}$; число мішалок n_M ; координати центрів мас мішалок l_{ij} ; маси мішалок m_i , координати небезпечних перетинів консолі z_{ij} ; кутова швидкість обертання вала ω ; потужність, що витрачається на перемішування однією мішалкою, N_{ij} Вт; границя витривалості матеріалу σ_{-1} ; під нижнім підшипником є кільцева проточка з геометричними параметрами $\frac{h}{r} = \frac{2r}{d}$; мінімальний запас міцності на витривалість n_{\min} ; сумарне динамічне зміщення вала в точці приведення A_{BQ} ; сумарні динамічні зміщення перетину вала в центрі мас мішалок A_{lij} , A_{lj} .

2.3.1. Розрахунок жорсткого однопрольотного валу на міцність

Зосереджена відцентрова сила, яка діє на деталь (в тому числі на мішалку):

$$F_i = m_i \omega^2 A_{li}.$$

Приведена відцентрова сила обертової маси валу:

$$F_{Bnp} = m_{Bnp} \omega^2 A_B.$$

Реакція опори А :

$$R_A = \frac{\sum_{i=1}^{n_\partial} F_i (L - l_i)}{L} + \frac{F_{Bnp}}{2}.$$

Реакція опори Б:

$$R_B = \frac{\sum_{i=1}^{n_\partial} F_i l_i}{L} + \frac{F_{Bnp}}{2}.$$

Вигинаючий момент в небезпечних за міцністю перетинах між точками А і Б:

$$M_{ZK} = R_A Z_K - \sum_{i=1, k=1}^{i=n_\partial, k=\Gamma} F_i (Z_K - l_i).$$

Вигинаючий момент в небезпечних за міцністю перетинах між точками В і Б:

$$M_{ZK} = R_A Z_K - \sum_{i=1, k=1}^{i=n_\partial, k=\Gamma} F_i (Z_K - l_i) - F_{Bnp} \left(\frac{3}{2} Z_K - \frac{L}{4} \right).$$

Крутний момент в небезпечних за міцністю перетинах:

$$M_{\kappa ZK} = \omega^{-1} \sum_{i=1}^{n_\partial} N_i.$$

Момент опору небезпечних за міцністю перетинів валу:

$$W_\kappa = \frac{p d_{ZK}^3}{32}.$$

Еквівалентне напруження в небезпечних за міцністю перетинах валу:

$$s_{ZK}^{III} = \frac{\sqrt{M_{ZK}^2 + M_{kpZK}^2}}{W_K}.$$

Масштабний коефіцієнт (рисунок 19):

$$e_{MZK} = f(d).$$

Допустиме напруження на міцність в небезпечних перетинах:

$$[s_{ZK}] = \frac{e_{MZK} \sigma_{-1}}{K_{sZK} n_{\min}}.$$

Умова міцності

$$s_{ZK}^{III} \leq [s_{ZK}],$$

якщо умова міцності не виконується, діаметр вала збільшити на 5 мм і повторити розрахунок.

2.3.2. Розрахунок жорсткого консольного валу на міцність

Зосереджена центробіжна сила, що діє на деталь (крім мішалок):

– в прольоті:

$$F_i = m_i \omega^2 A_{li};$$

– на консолі:

$$F_{1j} = m_{1j} \omega^2 A_{l1j}.$$

Зосереджена центробіжна сила, що діє на мішалку:

$$F_{Qj} = Q_{1j} + m_{1j} \omega^2 A_{l1j}.$$

Приведена центробіжна сила обертової частини валу:

$$F_{BQ} = m_{\text{вп}} \omega^2 A_{BQ}.$$

Реакція опори А:

$$R_A = \frac{1}{L} \left[\sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i (L - l_i) + \sum_{j=1}^{n_{\partial}} F_{1j} l_{1j} + \sum_{i=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_{1M}} F_{Q1j} l_{1j} + F_{BQ} L \right].$$

Реакція опори В:

$$R_B = \frac{1}{L} \left[\sum_{i=1}^{n_{\partial}} F_i (L - l_i) + \sum_{j=1}^{n_{1\partial}} F_{1j} (L + l_{1j}) + \sum_{i=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_{1M}} F_{Q1j} (L + l_{1j}) + F_{BQ} L_1 \right].$$

Крутний момент в небезпечних по міцності перетинах:

$$M_{kpz1s} = \omega^{-1} \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_{1M}} N_{1j}.$$

Вигинаючий момент в небезпечних за міцністю перетинах консолі:

$$M_{z11} = F_{BQ} (L_1 - z_{1s}) + \sum_{j=1}^{n_{\partial}} F_{1j} (l_{1j} - z_{1s}) + \sum_{j=n_{1\partial}+1}^{n_{1\partial}+n_{1M}} F_{Q1j} (l_{1j} - z_{1s}).$$

Момент опору небезпечних за міцністю перетинів консолі:

$$W_{z1s} = \frac{\pi d_{z1s}^3}{32}.$$

Еквівалентне напруження в небезпечних за міцністю перетинах консолі:

$$\sigma_{z1s}^{III} = W_{z1s}^{-1} \cdot \sqrt{M_{z1s}^2 + M_{kpz1s}^2}.$$

Масштабний коефіцієнт (рисунок 19):

$$\varepsilon_M = f(d) = 0,65.$$

Допустиме напруження на міцність в небезпечному перетині консолі:

$$[\sigma_{z1s}] = \frac{\varepsilon_M \sigma_{-1}}{K_{\sigma z1s} \cdot n_{\min}}.$$

Умови міцності:

– в прольоті:

$$\sigma_{zk}^{III} \leq [\sigma_{zk}];$$

– на консолі:

$$\sigma_{z1s}^{III} \leq [\sigma_{z1s}].$$

3. Завдання на домашню контрольну роботу

Завдання на ДКР складається з трьох задач. Кожна задача відноситься до відповідної теми, лекційних і практичних занять. Завдання побудовані таким чином, що кожне з них складається з повного розрахунку валу перемішуючого пристрою на один із критеріїв міцності: вібростійкість, гнучкість та міцність. Завдання виконуються студентом відповідно до його варіанту. Також виконання ДКР передбачає собою написання програми в MathCad або іншій програмі для розрахунку вау. Текст завдання та вихідні дані по варіантам наведені нижче.

Завдання на ДКР видається студентам на п'ятому практичному завданні. Повністю виконану і оформлену ДКР студент повинен здати на восьмому практичному занятті захистивши її. Захист включає в себе відповіді на запитання, що стосуються безпосередньо його ДКР.

Завдання 1

Розрахувати вал перемішуючого пристрою на вібростійкість, якщо довжина прольоту L , довжина консолі для консольного вала L_1 , число мішалок в прольоті N ; число мішалок на консолі N_1 ; маси мішалок рівні; координати центрів тяжіння мішалок у прольоті l_i , координати центрів тяжіння мішалок на консолі l_{1j} ; густина матеріалу ρ ; модуль пружності матеріалу валу $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; частота обертання валу n коефіцієнт, що враховує умову вібростійкості, $\xi = 0,7$. Розрахункові схеми однопрольотного (а) та консольного (б) валу перемішуючого пристрою наведено на рисунку 20. Вихідні дані по варіантам наведені в таблиці 9.

Завдання 2

Розрахувати вал перемішуючого пристрою на жорсткість, якщо довжина прольоту L , довжина консолі для консольного вала L_1 , число

мішалок в прольоті N ; число мішалок на консолі N_1 ; маси мішалок рівні; координати центрів тяжіння мішалок у прольоті l_i , координати центрів тяжіння мішалок на консолі l_{1j} ; густина матеріалу ρ ; модуль пружності матеріалу валу $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; початкова зігнутість валу в точці приведення $\varepsilon_B = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; радіальні зазори в опорах $\Delta_A = 0,026 \cdot 10^{-3}$ м, $\Delta_A = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м; допускаються зміщення вала $[A_{li}] = 1 \cdot 10^{-2}$ м, $[A_{zi}] = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м. Координата небезпечного на жорсткістю перерізу $z_i = z_{1j} = 0,32$ м. Вихідні дані взяти з завдання 1 (рисунок 20, таблиця 9).

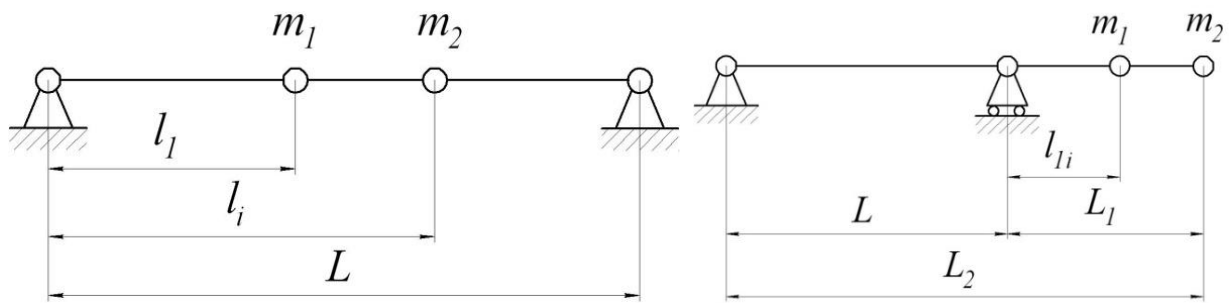


Рисунок 20. Розрахункові схеми валу перемішуючого пристрою:

а – однопрольотного; б – консольного

Завдання 3

Розрахувати вал перемішуючого пристрою на гнучкість, якщо довжина прольоту L , довжина консолі для консольного вала L_1 , число мішалок в прольоті N ; число мішалок на консолі N_1 ; маси мішалок рівні; координати центрів тяжіння мішалок у прольоті l_i , координати центрів тяжіння мішалок на консолі l_{1j} ; густина матеріалу ρ ; модуль пружності матеріалу валу $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; потужність, що затрачається мішалками на перемішування $N_1' = N_2' = 447$ Вт; границя міцності матеріалу $\sigma_{-1} = 252$ МПа; шпонкові канавки під 57тупцями мішалок виконані торцевою фрезою, тому $K_{\sigma ZK} = 1,46$; мінімальний запас міцності на витривалість $n_{\min} = 1,5$.

Поперечна гідродинамічна сила, що діє на мішалку, $Q_1 = Q_2 = 38,09$ Н.

Вихідні дані взяти з завдання 1 та 2 (рис. 20, таблиця 9).

Таблиця 9

Вихідні дані для ДКР до завдання 1-3

№	Тип валу	N	N ₁	Маса мішалок, кг	L, м	L ₁ , м	l _i , м	l _{1j} , м	ρ , кг/м ³	n, об/хв
1	однопрольотний	2	-	25	2,0	-	1,2; 1,8	-	7800	150
2	консольний	2	1	30	0,7	2,0	1; 2	0,5	7850	160
3	однопрольотний	3	-	27	2,4	-	1; 1,5; 2,2	-	7500	170
4	консольний	1	2	24	1,2	2,8	2,8	0,8	7600	180
5	однопрольотний	2	-	22	2,8	-	1,8; 2,5	-	7700	190
6	консольний	2	1	28	1,4	2,8	0,8; 2,8	1,0	7750	150
7	однопрольотний	3	-	30	3,2	-	1,4; 2,0; 2,9	-	7800	160
8	консольний	1	2	20	1,2	2,4	0,8; 2,4	0,9	7850	170
9	однопрольотний	2	-	23	2,2	-	1,5; 2,0	-	7500	180
10	консольний	2	1	22	1,2	2,8	1,2; 2,8	1,0	7600	190
11	однопрольотний	3	-	25	2,6	-	1,4; 1,9; 2,4	-	7700	150
12	консольний	1	2	26	1,8	3,0	3	1,3	7750	160
13	однопрольотний	2	-	27	3,0	-	1,6; 2,8	-	7800	170
14	консольний	2	1	24	1,2	2,9	1,2; 2,6	0,8	7850	180
15	однопрольотний	2	-	28	2,0	-	1,4; 1,8	-	7500	190

4. Склад, обсяг і структура домашньої контрольної роботи

Домашня контрольна робота виконується за допомогою комп'ютерної техніки, з одного боку аркуша формату А4 з рамкою. Мінімальна відстань від рамки до границь тексту: на початку рядка – 5 мм, наприкінці – 3 мм, від першого та останнього рядка на сторінці – 10 мм. Абзаци в тексті починають з відступом 15-17 мм. Основний напис розміщують на другій сторінці зі змістом. Текст пояснювальної записки виконується в текстовому редакторі Word шрифтом Times New Roman чорного кольору розміром 14 кегль з міжрядковим інтервалом 1,5. При цьому таблиці, ілюстрації та інше виконуються чорним кольором і не повинні виходити за поля сторінки, формули повністю набираються за допомогою редактора формул Math Type. Різного роду недоліки, помилки, помічені в процесі виконання текстового документа, дозволено виправляти підтиранням або зафарбуванням білою фарбою з наступним нанесенням на це місце виправленого тексту (графіки). Не допускаються пошкодження аркушів, забруднення та сліди неповного усунення помилок.

ДКР включає наступні структурні складові: титульний лист, який є обкладинкою ДКР; зміст, із зазначенням розділів, підрозділів і сторінок, вступ, в якому надається характеристика жорстких валів та зазначається сфера їх використання, а також обґрунтовується необхідність проведення розрахунку даних валів на міцність; основний текст ДКР включає в себе виконання завдань трьох відповідно до свого варіанту (в цій частині наводяться завдання, розрахункові схеми, розрахунки); висновки в яких обов'язкова вказується виконується чи ні умова вібростійкості, гнучкості та міцності; перелік повилань; додатки, в разі необхідності.

5. Перелік необхідної літератури для виконання домашньої контрольної роботи

1. Кодра Ю.В. Стоцька З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання // Навчальний посібник. – Видання 2-ге, доповнене / Львів: Бескид Біт, 2004. – 466 с.
2. Карпушин С.В., Краснянський М.Н., Борисенко А.Б. Расчет и выбор механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов // Учебное пособие / Тамбов: Изд-во Тамб. гос. тех. ун-та, – 2009. – 168с.
3. Виноградов С.Н., Тарнцев К.В., Мальцева Г.Н. Конструирование и расчет элементов аппаратов с перемешивающими устройствами // Учебное пособие / Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, – 2005. – 151с
4. Михалев М.Ф., Третьяков Н.П., Мильченко А.И., Злобин В.В. Расчет и конструирование химических производств. Примеры и задачи // Учебное пособие / Л.: Машиностроение, 1984. – 301с.
5. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы расчета и конструирования химической аппаратуры / Л.: «Машиностроение», – 1970. – 752с.
6. Васильцов Э.А., Ушаков В.Г. Аппараты для перемешивания жидких сред // Справочное пособие / Л. Машиностроение, 1979. – 272 с.
7. Криворот А.С. Конструирование и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности / М.: Машиностроение, 1976. – 376с.
8. Брагинский Л.Н. Вегачев В.И. Варабаш В.М. Перемешивание в жидких средах: Физ. основы и инж. методы расчета / Л. Химия, 1984. 336с
9. Островская Э.Н., Полякова Т.В. Конструирование химических аппаратов с мешалками // Учебное пособие / Казань, – 2006 – 120 с.
10. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов деталей машин / М.: Академия, – 2003.

- 11.Набойченко С.С. , Юнь А.А. Расчеты гидрометаллургических процессов / М.: МИСиС, – 1995. – 428 с.
- 12.Алексеев Л.Н., Лясников Н.Н., Кунавин С.А., Соколов-Бородкин Е.С., Хвостов В.Ф., Нечко В.М. Расчет химического аппарата с механическим перемешивающим устройством // Методические указания / М.: РГТУ им.Д.И. Менделеева, – 2005. – 88с.
- 13.В.Г.Доброногов, О.Г. Зубрій, Л.Г. Воронін Алгоритм розрахунку на вібростійкість валів механічних перемішувачів пристроїв // Методичні вказівки до застосування обчислювальної техніки в курсі «Розрахунок та конструювання машин та апаратів хімічних виробництв» для студентів спеціальностей 0516, 0558 всіх форм навчання / К.: КПІ, – 1988. – 52 с.
- 14.В.Г., Доброногов, О.Г.Зубрій, Л.Г.Воронін Алгоритм розрахунку на жорсткість валів з механічними перемішувачами пристроями // Методичні вказівки до застосування обчислювальної техніки в курсі «Розрахунок та конструювання машин та апаратів хімічної промисловості» для студентів спеціальності 17.05.02(0516).17.04.04(0558) всіх форм навчання / К.: КПІ, – 1989. – 60с.
- 15.В.Г. Доброногов, О.Г. Зубрій, Л.Г.Воронін Алгоритм розрахунку на міцність валів механічних перемішувачів пристроїв // Методичні вказівки до застосування обчислюваної техніки в курсі «Розрахунок і конструювання машин і апаратів хімічних виробництв» для студентів спеціальностей 17.05.02 (0516), 17.04.04 (0558) форм навчання / К.: КПІ, – 1990. – 39 с.
- 16.В.Л. Хлесткіна Розрахунок і конструювання апаратів з пристроями, що перемішують // Методичні вказівки до курсового проекту з прикладної механіки / Уфа, – 1988. – 68с
- 17.В.Л. Хлесткіна Розрахунок опор мішалки і корпусу хімічних апаратів // Методичні вказівки та довідкові таблиці / Уфа, – 1999. – 82с.
- 18.С. А. Гринь, О. Н. Филенко, И. Г. Поляшенко Влияние параметров перемешивания на стойкость маргариновой эмульсии // Вісник НТУ

«ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях / Х: НТУ «ХП», – 2012. - № 66 (972). – С. 110-114.

- 19.ГОСТ 20680-2002 Аппараты с механическими перемешивающими устройствами. Общие технические условия.
- 20.ГОСТ 22577-77 Устройства перемешивающие для жидких неоднородных сред. Темы и определения.
- 21.РТМ 144-66. Аппараты с перемешивающими устройствами вертикальные. Перемешивающие устройства механические. Область применения, методика расчета.
- 22.РТМ 145-66. Аппараты с перемешивающими устройствами вертикальные. Перемешивающие устройства механические. Методика расчета валов.